

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS
GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA



DISEÑO Y CÁLCULO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

AUTOR: JOSÉ MANUEL GÓMEZ MARTÍNEZ

TUTOR: DOMINGO SANTANA SANTANA

FEBRERO 2014

RESUMEN (CASTELLANO)

En el presente trabajo se lleva a cabo un diseño y análisis general de condensadores evaporativos, utilizando la aplicación informática de programación Matlab.

Para llevar a cabo este diseño se ha desarrollado un método de cálculo basado en los balances de masa y energía en el interior de dicho condensador, obteniendo la evolución de las variables que gobiernan el comportamiento del mismo.

Mediante los datos de entrada del condensador, tales como las condiciones ambientales externas, la potencia que debe evacuar el condensador, junto con el tipo de refrigerante y sus condiciones de condensación y la configuración geométrica del mismo, se va a obtener como resultado la evolución de estos datos en el interior del condensador, así como los datos de salida del mismo.

Para desarrollar este método de cálculo se hace imprescindible el uso de aplicaciones informáticas, ya que es necesario resolver varias ecuaciones diferenciales mediante métodos iterativos. En este caso se ha optado por utilizar el lenguaje de programación Matlab, mediante la herramienta de interfaz gráfica GUI. Se han implementado los cálculos en este lenguaje de programación, así como las distintas alternativas de diseño que se van a exponer durante el trabajo.

Además, se van a comparar los resultados obtenidos en el condensador evaporativo con los resultados en otro tipo de condensadores que existen en el mercado, para las mismas condiciones de operación.

Finalmente, se comentarán las conclusiones extraídas por el autor durante la realización del presente trabajo, haciendo especial hincapié en el desarrollo de la aplicación con Matlab.

ABSTRACT (ENGLISH)

At this paper a general design and analysis of evaporative condensers is made, using the computer application Matlab.

To carry out this design, a calculation method based on mass and energy balances in the condenser has been developed, obtaining the evolution of variables that govern the behavior of the condenser.

Through condenser input data, such as air conditions, the removed heat by the condenser, its geometric and the type of refrigerant and its condensation conditions; the evolution and output of these data have been obtained as a result.

To develop this method, the use of computer applications is essential, because it is necessary to solve several differential equations, using iterative methods. In this case, the Matlab programming language has been chosen, by using of GUI tool. Required calculations for this method have been implemented in this programming language, as well as the design alternatives presented at this paper.

In addition, results obtained for the same operating conditions for the evaporative condenser and the other types of condensers present in the industry, have been compared and analyzed.

Finally, conclusions obtained by the author during the course of this project, with particular emphasis on the development of implementation with Matlab, have been commented.

CONTENIDO

RESUMEN (CASTELLANO)	3
ABSTRACT (ENGLISH)	5
CONTENIDO	7
ÍNDICE DE FIGURAS	10
ÍNDICE DE TABLAS	13
GLOSARIO	15
CAPÍTULO 1.- INTRODUCCIÓN (CASTELLANO)	17
1.1.- Objeto y campo de aplicación.....	17
1.2.- Alcance.....	17
1.3.- Marco legal	18
1.4.- Documentos consultados y metodología empleada	18
1.5.- Entorno socio-económico	19
1.6.- Planificación del trabajo.....	19
CHAPTER 1. - INTRODUCTION (ENGLISH)	21
1.1.- Aim of the project.....	21
1.2.- Scope.....	21
1.3.- Legal framework	22
1.4.- Consulted documents and methods used	22
1.5.- Socio-economic environment	23
1.6.- Project planning	23
CAPÍTULO 2.- DESCRIPCIÓN GENERAL	25
2.1.- Máquina frigorífica de compresión mecánica.....	25
2.2.- Tipos de condensadores	28
2.2.1.- Condensadores refrigerados por aire	28
2.2.2.- Condensadores refrigerados por agua (con torres de refrigeración)	29
2.2.3.- Condensadores evaporativos.....	32
2.2.4. Selección de condensadores.....	32
2.3.- Descripción del condensador evaporativo.....	34
2.3.1.- Tipos de condensadores evaporativos	35
2.3.2.- Componentes de los condensadores evaporativos	41
2.4.- Planteamiento del problema	46

CAPÍTULO 3.- MODELO TEÓRICO.....	49
3.1.- Balance de masa del agua.....	51
3.2.- Balance de energía en la entrefase aire-agua.....	53
3.3.- Balance de energía del refrigerante	55
3.4.- Balance de energía total.....	56
3.5.- Ecuaciones adimensionales y condiciones de contorno	57
CAPÍTULO 4.- CÁLCULOS.....	63
4.1.- Introducción	63
4.2.- Datos de entrada	64
4.2.1.- Datos de entrada del aire.....	64
4.2.2.- Datos de entrada del refrigerante	66
4.2.3.- Geometría y material del banco de tubos.....	68
4.2.4.- Resumen de los datos de entrada.....	72
4.2.5.- Limitaciones en los datos de entrada.....	73
4.3.- Método de cálculo.....	74
4.3.1.- Introducción al método de cálculo	74
4.3.2.- Cálculo de los datos relativos al aire.....	74
4.3.3.- Cálculo de los datos relativos al agua.....	78
4.3.4.- Cálculo de los datos relativos al refrigerante	79
4.3.5.- Procedimiento de cálculo	81
4.4.- Implementación del problema en la interfaz de usuario GUI de Matlab	92
CAPÍTULO 5.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN	99
5.1.- Ejemplo práctico de aplicación	99
5.2.- Resolución del problema utilizando un condensador evaporativo	100
5.3.- Resolución del problema utilizando un condensador refrigerado por aire	105
5.4.- Resolución del problema utilizando un condensador refrigerado por agua asociado con una torre de refrigeración	107
5.5.- Discusión de resultados.....	111
CONCLUSIONES (CASTELLANO)	115
CONCLUSIONS (ENGLISH)	117
BIBLIOGRAFÍA	119

ANEXOS	121
ANEXO A: DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS	121
A.1. – Desarrollo de los cálculos de los balances de masa y energía	121
A.2. – Desarrollo de los cálculos de las ecuaciones diferenciales adimensionales.....	127
A.3. – Correlaciones de transferencia de calor y masa	129
A.4. – Propiedades térmicas de los fluidos que intervienen en el proceso	136
A.5.- Relación de Tablas y Gráficas de las propiedades térmicas de los fluidos que intervienen en el proceso	144
ANEXO B: ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL.....	153
B.1.- Impacto ambiental de los refrigerantes.....	153
B.2.- Tratamiento del agua.....	157
ANEXO C: CÓDIGO MATLAB COMPLETO	159

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Máquina frigorífica de compresión mecánica	25
Figura 2. 2. Ciclo frigorífico de compresión mecánica de vapor.	26
Figura 2. 3.- Condensador refrigerado por aire en tiro cruzado. Flujo inducido. Fuente: Trenton Refrigeration®	28
Figura 2. 4.- Esquema del funcionamiento de un condensador refrigerado por aire.....	29
Figura 2. 5.- Condensador de tubo-carcasa refrigerado por agua. Fuente: Johnson Controls®.....	30
Figura 2. 6.- Esquema del funcionamiento de un condensador de tubo-carcasa refrigerado por agua	30
Figura 2. 7. Esquema de una torre de refrigeración de tiro inducido y de flujo cruzado. Fuente: Baltimore AirCoil®	31
Figura 2. 8.- Esquema del funcionamiento de un condensador evaporativo. Fuente: Evapco®. Funcionamiento: ASHRAE Handbook 2008 [11].	34
Figura 2. 9. Condensador evaporativo de tiro forzado con ventiladores centrífugos. Fuente: Baltimore AirCoil®	36
Figura 2. 10. Esquema de un condensador evaporativo de tiro forzado con ventiladores centrífugos. Fuente: Baltimore AirCoil®	36
Figura 2. 11. Condensador evaporativo de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	37
Figura 2. 12. Esquema de un condensador evaporativo de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	38
Figura 2. 13. Condensador evaporativo mixto con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	39
Figura 2. 14. Esquema de un condensador evaporativo mixto con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	39
Figura 2. 15. Condensador evaporativo híbrido de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	40
Figura 2. 16. Esquema de un condensador evaporativo híbrido de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®	41
Figura 2. 17. Ventiladores axiales de un condensador evaporativo. Fuente: Baltimore AirCoil®.....	42
Figura 2. 18. Motor de un ventilador axial. Fuente: Baltimore AirCoil®	42
Figura 2. 19 y 2. 20. Ventilador centrífugo y motor. Fuente: Baltimore AirCoil®	43
Figura 2. 21. Sistema de distribución del agua. Fuente: Evapco®	43
Figura 2. 22. Sistema de distribución del agua, pulverizadores. Fuente: Baltimore AirCoil®.....	44
Figura 2. 23. Detalle de la bomba del agua y el motor de la bomba. Fuente: Evapco®	45
Figura 2. 24. Eliminadores de gotas. Fuente: Baltimore AirCoil®.....	45
Figura 2. 25. Esquema detallado de un condensador evaporativo genérico	46
Figura 3. 1. Volumen de control infinitesimal del modelo para un condensador evaporativo	49
Figura 3. 2. Volumen de control infinitesimal sobre el agua (subsistema II) y el aire (subsistema I) ..	51
Figura 3. 3. Volumen de control infinitesimal sobre el agua (subsistema II)	52
Figura 3. 4. Volumen de control infinitesimal sobre el aire (subsistema I)	53
Figura 3. 5. Volumen de control infinitesimal sobre el refrigerante (subsistema III)	55
Figura 3. 6. Volumen de control infinitesimal sobre todo el condensador (subsistemas I, II y III)	56
Figura 3.7. División del condensador en elementos infinitesimales y localización del volumen de control.....	58

Figura 4. 1. Histórico de los valores climatológicos en la provincia de Madrid entre 1971-2000. Fuente: Aemet.....	65
Figura 4. 2. Valores extremos recogidos en la provincia de Madrid entre 1920-2013. Fuente: Aemet	65
Figura 4. 3. Diagrama P-h del refrigerante R-134a. Fuente: ASHRAE.....	66
Figura 4. 4. Diagrama P-h del amoniaco (R-717). Fuente:ASHRAE	67
Figura 4. 5. Banco de tubos (configuración recta y tubos de cobre). Fuente Recold [17]	69
Figura 4. 6. Banco de tubos (configuración escalonada y tubos de acero inoxidable). Fuente: Evapco.....	69
Figura 4. 7. Medidas del banco de tubos. Fuente: Evapco.....	70
Figura 4. 8. Tipo de bancos de tubos. Configuración recta (a) y Configuración escalonada (b). Fuente: Incropera	71
Figura 4. 9. Curva de Clausius-Clapeyron.....	75
Figura 4. 10. Factor de fricción y factor de correlación para la configuración de tubos recta y escalonada.....	89
Figura 4. 11. Acceso a la aplicación GU.....	92
Figura 4. 12. Diagrama de flujo de la aplicación	93
Figura 4. 13. Portada de la aplicación	94
Figura 4. 14. Ventana de introducción de datos	94
Figura 4. 15. Barra de espera.....	95
Figura 4. 16. Mensaje de aviso	95
Figura 4. 17. Ejemplo de error	96
Figura 4. 18. Ventana de resultados.....	96
Figura 4. 19. Ventana de resultados complementarios	97
Figura 4. 20. Ventana de comparación de resultados	98
Figura 5. 1. Introducción de los datos de entrada	100
Figura 5. 2. Ventana de resultados principales obtenidos..	101
Figura 5. 3. Ventana de resultados secundarios obtenidos.	101
Figura 5. 4. Gráfica correspondiente a la evolución de las temperaturas del refrigerante (amarillo), agua (azul), bulbo seco (rojo) y bulbo húmedo (verde), frente a la altura del banco de tubos.	102
Figura 5. 5. Gráfica correspondiente a la evolución de la entalpía del aire frente a la altura del banco de tubos.	102
Figura 5. 6. Gráfica correspondiente a la evolución de la entalpía del refrigerante frente a la altura del banco de tubos.	103
Figura 5. 7. Gráfica correspondiente a la evolución de relación de humedad frente a la altura del banco de tubos.	103
Figura 5. 8. Gráfica correspondiente a la evolución del flujo de agua frente a la altura del banco de tubos.....	104
Figura 5. 9. Esquema del funcionamiento de una torre de refrigeración	109
Figura A.4. 1 y A.4. 2. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del aire.....	138
Figura A.4. 3. Relaciones entre temperatura y viscosidad del agua líquida.....	139
Figura A.4. 4 y A.4. 5. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del R-134a en estado de vapor saturado.....	140
Figura A.4. 6 y A.4. 7. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del R-134a en estado de vapor saturado.....	140
Figura A.4. 8 y A.4. 9. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del refrigerante R-134a en estado líquido saturado a la temperatura de película.	141

Figura A.4. 10 y A.4. 11. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del refrigerante R-134a en estado líquido saturado a la temperatura de película.	141
Figura A.4. 12 y A.4. 13. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del amoniaco en estado de vapor saturado.	142
Figura A.4. 14 y A.4. 15. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del amoniaco en estado de vapor saturado.	142
Figura A.4. 16 y A.4. 17. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del amoniaco en estado líquido saturado a la temperatura de película.	143
Figura A.4. 18 y A.4. 19. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del amoniaco en estado líquido saturado a la temperatura de película.	143
Figura A.5. 1. Diagrama psicrométrico. Fuente: ASHRAE	146
Figura A.5. 2. Diagrama P-h del R-134 ^a . Fuente: ASHRAE	149
Figura A.5. 3. Diagrama P-h del amoniaco. Fuente: ASHRAE	150

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 4. 1. Entalpías del refrigerante R-134a.....	67
Tabla 4. 2. Entalpías del amoníaco (R-717).....	68
Tabla 4. 3. Conductividad térmica del acero AISI 316 y del cobre tipo L.....	72
Tabla 4. 4. Resumen de los datos de entrada.....	72
Tabla 4. 5. Limitaciones en los datos de entrada	73
Tabla 4. 6. Valores medios de las propiedades del aire	77
Tabla 4. 7. Valores medios de las propiedades del agua	78
Tabla 4. 8. Valores medios de las propiedades del refrigerante R-134a	80
Tabla 4. 9. Valores medios de las propiedades del amoníaco.....	81
Tabla 4. 10. Diámetros del banco de tubos. Fuente: DuPont	81
Tabla 4. 11. Factores de impureza representativos. Fuente: Incropera.....	83
Tabla 4. 12. Datos fijados que proporcionan el mayor área de intercambio	85
Tabla A.4. 1. Propiedades del aire y del vapor agua en función de la temperatura del aire	137
Tabla A.4. 2. Valores medios de las propiedades del aire.....	137
Tabla A.4. 3. Propiedades del agua líquida a la presión atmosférica en función de su temperatura.	138
Tabla A.4. 4. Valores medios de las propiedades	138
Tabla A.4. 5. Valores de las propiedades del refrigerante R-134a en estado de vapor saturado. .	139
Tabla A.4. 6. Propiedades del líquido saturado del refrigerante R-134a a la temperatura de película.	141
Tabla A.4. 7. Valores de las propiedades del amoníaco en estado de vapor saturado.....	142
Tabla A.4. 8. Propiedades del líquido saturado del amoníaco a la temperatura de película.	143
Tabla A.5. 1. Propiedades termofísicas del agua a presión atmosférica. Fuente: Incropera	144
Tabla A.5. 2. Propiedades termofísicas del agua saturada. Fuente: Incropera	145
Tabla A.5. 3. Propiedades termofísicas del R-134a saturado. Fuente: Incropera.....	147
Tabla A.5. 4. Propiedades termofísicas del R-134a saturado. Fuente: Incropera.....	148
Tabla A.5. 5. Factores de conversión.....	151
Tabla B.1. 1. Vida media y potencial destructor del ozono. Fuente: M. Izquierdo [19].....	154
Tabla B.1. 2. Potencial de efecto invernadero directo por unidad de masa, peid (kg eq. CO ₂ /kg refrig.) . Fuente: M. Izquierdo [19].....	155
Tabla B.1. 3. Valores de Cr en función del tamaño de la instalación. Fuente: M. Izquierdo [19]....	155
Tabla C. 1.- Correspondencia entre las variables de Matlab y las variables del problema	193

GLOSARIO

A	Área de la superficie exterior de los tubos (m^2)	\dot{Q}_k	Flujo de calor transferido desde el refrigerante condensado a la película de agua (kW)
a	Área entre caras por unidad de volumen (m^2)	\dot{Q}_p	Flujo de calor transferido desde la superficie del agua al aire (kW)
c_p	Calor específico a presión constante ($kJ \cdot kg^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)	R_f''	Factor de impureza
f_D	Factor de fricción	R_g	Constante de gases
g	Aceleración de la gravedad ($m \cdot s^{-2}$)	S_D	Distancia diagonal entre tubos (configuración escalonada)
h	Entalpía específica ($kJ \cdot kg^{-1}$)	S_L	Distancia horizontal entre tubos
h_c	Coeficiente de transferencia de calor por convección entrefase ($kW \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)	S_T	Distancia vertical entre tubos
h_D	Coeficiente de transferencia de masa ($kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$)	T	Temperatura
h_f	Entalpía específica del agua líquida saturada ($kJ \cdot kg_w^{-1}$)	U	Coeficiente global de transferencia de calor ($kW \cdot m^{-2} \cdot ^\circ C^{-1}$)
$h_{f,int}$	Entalpía específica del agua evaluada en T_w ($kJ \cdot kg_w^{-1}$)	W	Relación de humedad ($kg_w \cdot kg_a^{-1}$)
$h_{fv,int}$	Entalpía de cambio de fase ($h_{fv,w} = h_{v,w} - h_{f,w}$) ($kJ \cdot kg_w^{-1}$)	W_C	Anchura máxima banco de tubos
h_g	Entalpía específica del vapor de agua saturado ($kJ \cdot kg_w^{-1}$)		
h_g^0	Entalpía específica del vapor de agua saturado evaluado en $0^\circ C$ ($kJ \cdot kg_w^{-1}$)	X_{as}	Concentración de aire seco, $X_{as} = \frac{p_{as}}{p}$
Re	Número de Reynolds	X_v	Concentración de vapor de agua, $X_v = \frac{p_v}{p}$
D	Diámetro (m)	η_Q	Rendimiento
H_C	Altura máxima banco de tubos	Γ	Flujo másico de agua por unidad de longitud ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
HR, ϕ	Humedad relativa	μ	Viscosidad dinámica ($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
K	Conductividad térmica ($kW \cdot m^{-1} \cdot ^\circ C^{-1}$)	ρ	Densidad ($kg \cdot m^{-3}$)
L	Suma de los semiperímetros de las filas de tubos en una unidad de transferencia (m)		
Le	Factor de Lewis ($Le = h_c/h_D \cdot c_{p,a}$)		
L_S	Longitud máxima banco de tubos		
L_t	Longitud del tubo (m)		
\dot{m}	Flujo másico de fluido ($kg \cdot s^{-1}$)		
M_{as}	Masa molecular del aire seco, $M_{as} = 28.97 \cdot 10^{-3} kg/mol$		
M_v	Masa molecular del agua, $M_v = 18.018 \cdot 10^{-3} kg/mol$		
N_p	Número de unidades de transferencia		
N_r	Número de filas de tubos		
Nu	Número de Nusselt		
P	Presión (Pa)		
P_r	Número de Prandtl		
\dot{Q}	Transferencia de calor (kW)		

Subíndices

a	Aire	int	Interior
atm	En condiciones atmosféricas	out	Salida
c	Condensación	r	Refrigerante
cond	Condensador	ref	Referencia
da	Aire seco	rl	Refrigerante líquido saturado
db	Aire húmedo	rv	Refrigerante vapor saturado
evap	Evaporador	s	Entrefase aire-agua
ext	Exterior	s,w	Aire húmedo saturado a la temperatura del agua
f	Condiciones en la película	SAT	Saturado
g,w	Vapor a la temperatura del agua	v	Vapor de agua
i	Valor inicial	v	Vapor de agua
In	Entrada	w	Agua
int	Entrefase aire-agua	wb	Bulbo húmedo

CAPÍTULO 1.- INTRODUCCIÓN (CASTELLANO)

1.1.- Objeto y campo de aplicación

El objetivo principal de este trabajo es el diseño y análisis de un condensador evaporativo mediante el uso de la aplicación informática Matlab.

Para ello, se implementarán las ecuaciones diferenciales ordinarias con condiciones de contorno obtenidas mediante la realización de balances de masa y energía en distintos volúmenes de control dentro del condensador. Mediante un método iterativo, se buscará una solución lo suficientemente buena como para considerarla definitiva.

Con esta solución obtenida se calcularán todos los parámetros relativos al funcionamiento del condensador, al igual que su rendimiento.

Una vez obtenida la solución definitiva se procederá a su análisis, comparando los datos obtenidos con los que se obtendrían en los otros dos tipos de condensadores utilizados en la actualidad: el refrigerado por aire y el refrigerado por agua, utilizando una torre de refrigeración.

1.2.- Alcance

El diseño y cálculo de los condensadores evaporativos se realizará siempre para las condiciones ambientales más desfavorables, es decir, la temperatura y humedad máximas alcanzables en verano.

El condensador evaporativo se diseña para su instalación en la ciudad de Madrid. Los datos ambientales se han obtenido del histórico de datos proporcionados por la Agencia Estatal de Meteorología (AEMET).

En el presente trabajo se van a utilizar como refrigerantes el R-134a y el amoníaco, ya que son los más utilizados para este tipo de condensadores. La temperatura de condensación para estos dispositivos se sitúa entre 30 y 50°C, que son los valores típicos utilizados por los fabricantes [1] [2]. El material de los tubos puede ser el acero AISI 316 o el cobre tipo L, ampliamente usados en la fabricación de bancos de tubos.

La potencia extraída por el condensador será de un mínimo de 200 kW y de un máximo de 10000 kW, es decir, 10 MW. Los valores fuera de este rango podrían producir fallos en el cálculo del condensador, al estar diseñado para cubrir este rango de necesidades de potencia.

1.3.- Marco legal

El condensador evaporativo debe diseñarse y fabricarse de acuerdo a la normativa vigente en la Unión Europea.

El banco de tubos y todos los componentes sometidos a alta presión deben estar fabricados con arreglo a la Directiva Europea de Equipos a Presión (97/23/CE) [3], así como la bomba del agua y el ventilador del aire, junto con sus respectivos motores, están sujetos a la Directiva Europea de Máquinas (2006/42/CE) [4].

Los motores de la bomba y del ventilador deben cumplir también con la Directiva Europea de Compatibilidad Electromagnética (2004/108/CE) [5] y la de Baja Tensión (2006/95/CE) [6].

La instalación del condensador evaporativo debe cumplir lo dispuesto en el Reglamento de instalaciones térmicas de los edificios (RITE) [7] y el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas [8].

1.4.- Documentos consultados y metodología empleada

La realización del presente trabajo consta de dos partes fundamentales: el modelo matemático y el cálculo práctico. Para ambas partes se ha recurrido a documentos de veracidad contrastada, de los cuales los más importantes se describen a continuación.

Para la realización del modelo matemático se han utilizado los balances de masa y energía y las ecuaciones diferenciales que se derivan de estos balances. Se han consultado varios artículos publicados sobre los condensadores evaporativos, siendo el de mayor importancia el publicado el 15 de diciembre de 2005 por los profesores de la King Fahd University of Petroleum and Minerals de Dhahran (Arabia Saudí) Bilal A. Qureshi y Syed M. Zubair, “A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condenser. Part I. Performance evaluation” [9].

Para el cálculo práctico se han consultado varios documentos. Para obtener las correlaciones de transferencia de calor y masa en el interior del refrigerante, así como para obtener las propiedades térmicas de los distintos fluidos se ha utilizado el libro “Fundamentos de la transferencia de calor”, de Frank P. Incropera [10]. Además, para complementar esta la información, se han consultado otros documentos como el “ASHRAE Handbook 2008” [11], así como varios documentos sobre transferencia de calor aportados por las universidades de Wisconsin (Estados Unidos), además de información adicional sobre los refrigerantes proporcionada por la compañía DuPont® [12].

La información sobre los tipos de condensadores evaporativos y su funcionamiento han sido extraídas principalmente de la documentación disponible en la web de las compañías fabricantes de estos condensadores, Baltimore AirCoil® [1] y Evapco® [2].

La implementación de las ecuaciones en Matlab y el desarrollo de la interfaz de usuario GUI han sido posibles gracias a la información aportada en la web de esta aplicación informática [13].

1.5.- Entorno socio-económico

La refrigeración y la climatización constituyen uno de los pilares fundamentales en los que se asienta la sociedad del bienestar. La ingeniería del frío es la encargada de llevar a cabo el diseño de los sistemas que puedan satisfacer las necesidades de la sociedad, y se aplica en varios sectores de la actividad económica, como la industria alimentaria, la metalúrgica o la farmacéutica, así como en el sector comercial o en el doméstico. En la actualidad, esta industria consume aproximadamente el 3% de la energía eléctrica al año.

Los sistemas frigoríficos llevan a cabo procedimientos técnicos para conseguir mantener un recinto a una temperatura inferior a la del ambiente. Para lograr esto, el método más utilizado es la máquina de compresión mecánica, cuya función es extraer calor del foco frío para transferirlo al otro foco con mayor temperatura. Como se explica en detalle en el capítulo 2.1, el condensador es el encargado de extraer el calor del refrigerante que circula por su interior, condensándolo.

El desarrollo sostenible comprende el equilibrio entre el entorno social, económico y ambiental y en la actualidad ningún proyecto puede llevarse a cabo sin tener en cuenta su impacto sobre la sociedad y el medio ambiente. Además, como es sabido, el uso de las tecnologías frigoríficas provoca implicaciones negativas sobre el medio ambiente, que se detallan en el Anexo B.

La elección del tipo de condensador empleado depende de muchos factores, pero son los condensadores evaporativos los que ofrecen la solución más sostenible, como se demostrará en el capítulo 2.2.

1.6.- Planificación del trabajo

A continuación se ofrece una breve descripción de la organización de este trabajo. Se trata de exponer de forma concisa los pasos que se van a seguir para obtener la solución al problema planteado.

- En el Capítulo 2 se realiza una descripción general del trabajo, introduciendo al lector el ciclo de compresión mecánica, describiendo sus componentes, haciendo especial hincapié en el condensador. A continuación, se exponen los tipos de condensadores utilizados actualmente, su funcionamiento y comparando sus ventajas e inconvenientes. Posteriormente se describirá el funcionamiento y componentes del condensador evaporativo y se planteará el problema a resolver.
- En el Capítulo 3 se describe el modelo teórico en el que se basa la solución del problema planteado en el capítulo anterior. Se realizan balances de masa y energía en distintos volúmenes de control en el interior del condensador, obteniéndose las ecuaciones diferenciales con condiciones de contorno.
- En el capítulo 4 se describen y justifican los cálculos empleados para la obtención de la solución. Se realiza una descripción y razonamiento de los datos de entrada más apropiados para obtener la mejor solución al problema, para posteriormente explicar el método de cálculo empleado. A continuación se expone la implementación del modelo matemático y los cálculos empleados en Matlab, así como el funcionamiento de la aplicación creada en GUI.
- En el capítulo 5, finalmente, utilizando un ejemplo práctico, se van a analizar y comparar los resultados obtenidos para el condensador evaporativo con los que se obtendrían para los otros tipos de condensadores.
- Por último, se expondrán las conclusiones obtenidas durante la realización de este proyecto, valorando especialmente la consecución de los objetivos propuestos.
- Además, se incluye un anexo con el código de Matlab completo; y otro en el que se valora el impacto medioambiental de los condensadores evaporativos, centrándose en el tratamiento del agua y en el refrigerante empleado.

CHAPTER 1. - INTRODUCTION (ENGLISH)

1.1.- Aim of the project

The main objective of this project is the design and analysis of an evaporative condenser using Matlab computer application.

To do that, differential equations with boundary conditions will be implemented using mass and energy balances on several control volumes in the evaporative condenser. Using an iterative method, the best solution of the problem will be searched.

With this solution obtained, all the parameters relating to the operation of the condenser will be calculated, as well as its performance.

Once the ultimate solution was obtained, its analysis will be made, comparing data obtained with those which would result of the two other types of condenser used at present: the air cooled condenser and the water cooled condenser, using a cooling tower.

1.2.- Scope

Design and calculation of evaporative condensers will always be done for the worst environmental conditions, i.e. the maximum temperature and humidity attainable in summer.

The evaporative condenser is designed for its installation in the city of Madrid. Environmental data was obtained from historical data provided by AEMET.

At this paper, refrigerant as R-134a and ammonia will be used in the process, due to they are the most commonly refrigerants used for this condenser. Evaporative condenser condensation temperature is between 30 and 50 °C, which are the typical values used by manufacturers. Coil pipe are usually made of stainless steel AISI 316 or copper L-type, widely used in these processes of refrigeration.

Heat removed by the condenser will be at least 200 kW and at most 10000 kW, i.e. 10 MW. Out of this range values could malfunction in the evaporative condenser calculation due to it is designed to cover this range or power requirements.

1.3.- Legal framework

Evaporative condenser must be designed and manufactured according to the European Union regulations.

The coil must be made in compliance with the Pressure Equipment Directive (97/23/EC). Pump and fan and their engines must comply with Directive 2006/42/EC on machinery.

Pump and fan engines must also comply with Electromagnetic Compatibility Directive (2004/108/EC) and with Low Voltage Directive (2006/95/CE).

Evaporative condenser installation must comply with Spanish normative "Reglamento de instalaciones térmicas de los edificios" (RITE) and Safety Regulations for refrigeration.

1.4.- Consulted documents and methods used

The realization of this project consists of two fundamental parts: the mathematical model and the practical calculation. For both several documents of proven truthfulness have been consulted, of which the most important ones are described below.

Mass and energy balances and the differential equations that arise from them have been used for the mathematical model realization. Several published articles about evaporative condensers have been consulted, being the most the article called "A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condenser. Part I. Performance evaluation". published on December 15, 2005 by King Fahd University of Petroleum and Minerals in Dhahran (Saudi Arabia) doctors Bilal. A. Qureshi and Syed M. Zubair.

Several documents have been consulted for the practical calculation. For heat and mass transfer correlations, as well as fluids thermal properties, "Fundamentals of heat transfer" by Frank P. Incropera has been used. In addition, to supplement this information, other documents such as "2008 Ashrae Handbook", as well as several documents about heat transfer provided by the University of Wisconsin (United States), as well as additional information about refrigerants provided by DuPont ® Company have been also consulted.

Information obtained about evaporative condenser types and its operation have been mainly extracted from documentation available on evaporative condenser manufacturer companies websites, Baltimore AirCoil ® and Evapco ®.

Implementation of equations in Matlab and the user interface GUI development have been achieved by the information provided on this software application website.

1.5.- Socio-economic environment

Refrigeration and air conditioning are one of the most important elements of the welfare society. Refrigeration engineering is responsible for carrying out the design of systems that can meet society needs. Food industry, metallurgy or pharmaceutical sectors are some examples where refrigeration engineering is present, as well as commercial sector or at home. Currently, this industry consumes approximately 3% of the total electrical energy per year.

Refrigeration systems keep an enclosure temperature lower than the ambient. To achieve this, the most widely used method is the vapor-compression refrigeration, whose function is to extract heat from the cold reservoir to transfer it to the hot reservoir at a higher temperature. As explained in detail in chapter 2.1, the condenser is responsible for heat extracted from the refrigerant that circulates through the tubes, condensing it.

Sustainable development involves the balance between environmental, economic and social environment and currently no project can be performed without taking into account their social and environment impact. In addition, as is known, using cooling technologies has negative environment implications, which are detailed in Annex B.

The condenser type chosen depends on many factors, but evaporative condensers offer the most sustainable solution, as it will be demonstrated in Chapter 2.2

1.6.- Project planning

In this paragraph a brief description of the organization of this project is explained, i.e. every step to reach the final solution will be commented.

- Chapter 2 consists on a general description of the project, introducing vapor compression cycle, describing its main components, with special emphasis on the condenser. After that, every type of condensers used nowadays and its performance is described, comparing their advantages and disadvantages. Finally, evaporative condenser performance and components of will be described and the problem to solve will be exposed.
- Chapter 3 describes the theoretical model on which solution for the problem exposed in the previous chapter is based on. Mass and energy balances are carried out in different control volumes taking inside of the condenser, obtaining boundary conditions differential equations.

- Chapter 4 describes and justifies calculation used to obtain the solution. A description and reasoning of the most appropriate input data to get the best solution to the problem is explained, to subsequently explain the calculation method used. Finally, mathematical model and calculations used are implemented in Matlab, as well as the operation of the application created in GUI.
- In Chapter 5, finally, using a practical example, analysis and comparison of the results obtained for the evaporative with the other types of condensers will be made. Finally, conclusions obtained during the execution of this project will be displayed, especially the achievement of the proposed objectives.
- In addition, an appendix with full Matlab code is included, as well as another appendix about evaporative condensers environmental impact, focusing in water treatment and the refrigerant employed.

CAPÍTULO 2.- DESCRIPCIÓN GENERAL

2.1.- Máquina frigorífica de compresión mecánica

Como se ha descrito anteriormente, la máquina frigorífica de compresión mecánica es la más utilizada en la industria de la climatización y la refrigeración. En la Figura 2. 1 se observa un esquema de esta máquina. Sus componentes principales son el compresor mecánico, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador. El fluido que circula por este circuito es el refrigerante empleado, cuya elección depende de muchos factores, como la velocidad en el circuito, el tipo de compresor o las temperaturas y presiones a las que va a ser sometido.

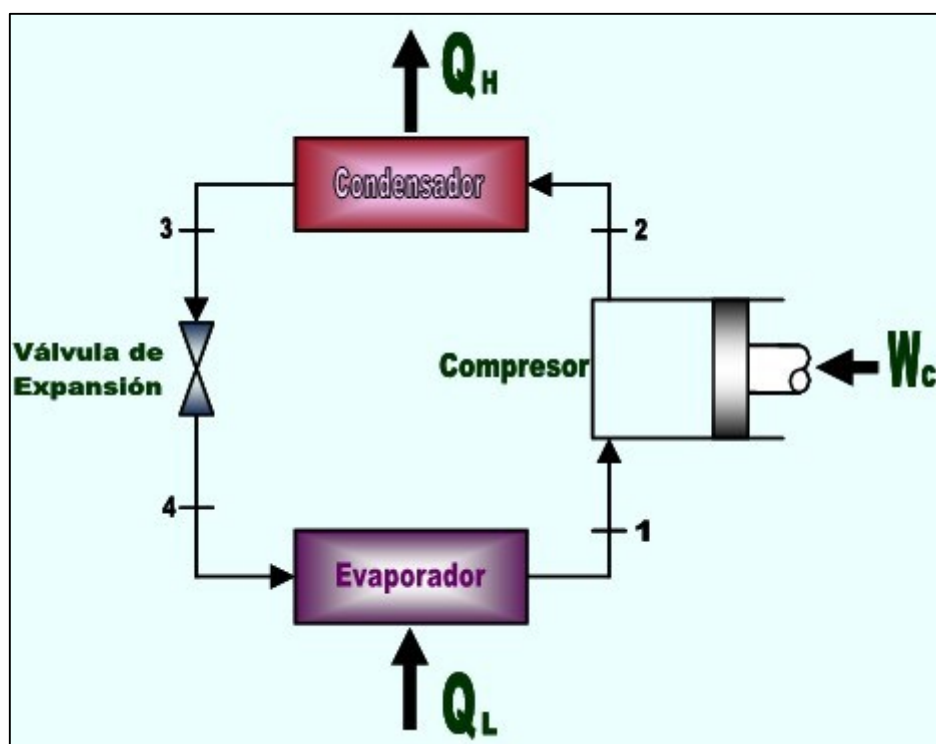


Figura 2. 1. Máquina frigorífica de compresión mecánica

En la Figura 2. 2 se muestra el ciclo de compresión mecánica simple por el que circula el refrigerante. En condiciones ideales, el refrigerante es aspirado por el compresor en las condiciones del punto 1, a la presión y temperatura de evaporación (P_{EVAP} , T_e).

El punto 1 corresponde a un estado de líquido saturado, lo que supone un problema en la aspiración del refrigerante por parte del compresor, provocando graves problemas de funcionamiento. Por ello, es necesario calentar el vapor (sobrecalentamiento) para eliminar la posible presencia de refrigerante en fase líquida dentro del compresor. Por lo tanto, el refrigerante es aspirado en las condiciones del punto 1'.

En condiciones reales el compresor tiene un rendimiento, debido a que la compresión es irreversible, y también por la pérdida de eficiencia al transformar la energía eléctrica en mecánica. Además, el rozamiento entre las partes móviles del mismo se traduce en más pérdida de rendimiento. Por otro lado, en el condensador se produce una pérdida de carga provocada por el rozamiento del refrigerante con las paredes del tubo. Por lo tanto, el refrigerante es comprimido hasta obtener las condiciones de presión y temperatura del punto 2 (el punto 2' correspondería a una compresión isentrópica).

En el punto 2, de entrada al condensador, las condiciones del refrigerante son las de vapor sobrecalentado. Aquí, el refrigerante transfiere calor de condensación (Q_c) a un fluido exterior, llamado fluido condensante, normalmente agua o aire, pasando el refrigerante a estado líquido. La transformación de vapor sobrecalentado (2) a líquido saturado (3) se realiza sucesivamente, primero enfriando a presión constante el vapor sobrecalentado hasta obtener vapor saturado (2s), y después pasa de vapor saturado a líquido saturado a temperatura constante (T_c), hasta alcanza el punto (3) donde finaliza la condensación. También es posible subenfriar el líquido con el objetivo de obtener líquido subenfriado a la salida del condensador y también para aumentar el rendimiento del ciclo (3').

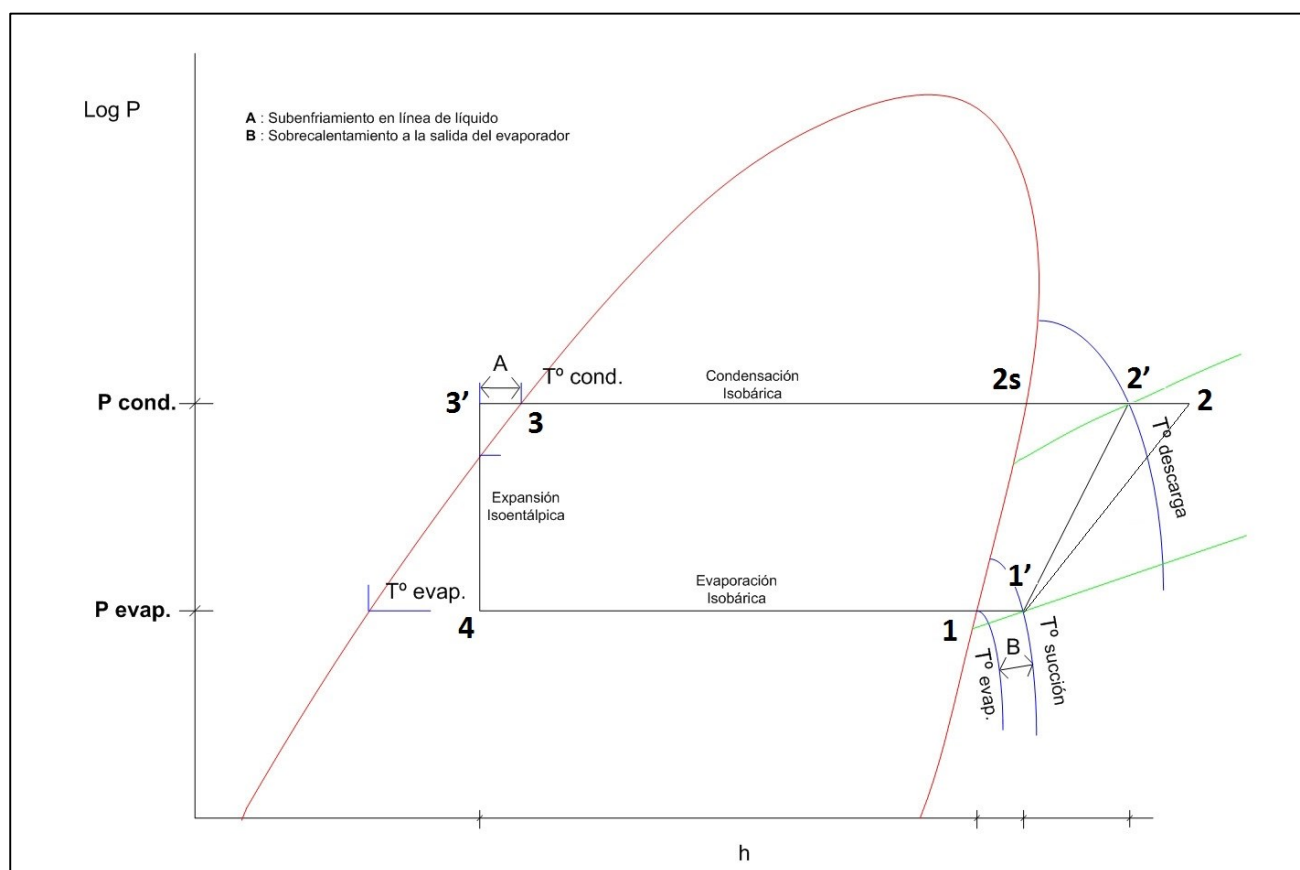


Figura 2. 2. Ciclo frigorífico de compresión mecánica de vapor.

El refrigerante en estado líquido subenfriado (3') entra en la válvula de expansión, donde pasa de las condiciones de salida del condensador ($P_{COND}, T_{3'}$) hasta las condiciones de entrada del evaporador (4). Este proceso sucede a entalpía constante disminuyendo su presión y su temperatura hasta P_{EVAP}, T_e . Esto produce una evaporación parcial del refrigerante, entrando en el evaporador como una mezcla bifásica de líquido y vapor.

Esta mezcla bifásica entra al evaporador donde pasa al estado de vapor saturado. En esta etapa el fluido exterior absorbe el calor latente de evaporación del refrigerante líquido, Q_e , enfriándose a su vez. El enfriamiento del fluido exterior es el efecto útil del ciclo, ya que trata de mantener un recinto a una temperatura menor que la externa. Este calor transferido en el proceso (Q_e) se denomina carga térmica del evaporador y es la suma de todas las cargas térmicas producidas en el interior de este recinto (personas, iluminación, alimentos, calor transmitido a través de los cerramientos, etc.).

Como se ha explicado, el funcionamiento del condensador consiste en evacuar el calor de condensación del refrigerante mediante un intercambio de calor con un fluido exterior. En la realización del diseño general de un condensador, el factor que domina el proceso es el calor latente de condensación, ya que el calor sensible extraído en este proceso es del orden de diez veces inferior al calor latente evacuado. Esto facilita enormemente el método de cálculo para obtener unas soluciones lo suficientemente buenas. Para un cálculo en detalle es posible la inclusión del calor sensible en el método de cálculo, lo que dificultaría en gran medida la obtención de la solución.

En la actualidad existen tres grandes grupos de condensadores: los refrigerados por aire, los refrigerados por agua (utilizando o no una torre de refrigeración) y los condensadores evaporativos.

2.2.- Tipos de condensadores

A continuación se explican las principales características de cada tipo de condensador, sus condiciones de operación y una breve descripción matemática.

2.2.1.- Condensadores refrigerados por aire

Su funcionamiento se basa en el simple hecho de hacer circular un corriente de aire a través del banco de tubos por donde circula el refrigerante. Existen varios tipos de condensadores refrigerados por aire para infinidad de aplicaciones, así como complejos diseños para mejorar la eficiencia de la transferencia de calor.

En la Figura 2. 3 se muestra un condensador refrigerado por aire en tiro cruzado y de flujo inducido. El banco de tubos se sitúa en la parte inferior de este condensador y la corriente de aire es succionada por los ventiladores axiales situados encima del banco.

En la Figura 2. 4 se muestra un esquema del proceso. El refrigerante entra en el condensador en estado de vapor sobrecalentado y transfiere calor al aire que circula entre los tubos, alcanzando el estado de líquido saturado. Por su parte, el aire aumenta su temperatura. Es destacable observar la presencia de las aletas en los tubos para favorecer la transferencia de calor.



Figura 2. 3.- Condensador refrigerado por aire en tiro cruzado. Flujo inducido. Fuente: Trenton Refrigeration®

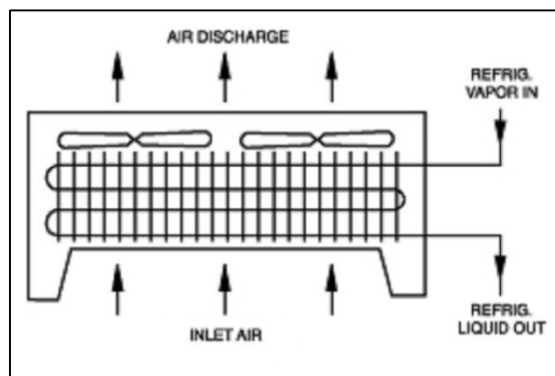


Figura 2. 4.- Esquema del funcionamiento de un condensador refrigerado por aire

Los tubos se construyen de cobre, aluminio o acero inoxidable con diámetros que oscilan entre los 6 y los 20 mm.

Se emplean en instalaciones que requieren potencias bajas o medias. Este tipo de condensadores es el más utilizado en la climatización doméstica, ya que requiere bajas potencias del condensador y es de fácil instalación. En este tipo de instalaciones incluso se prescinde de los ventiladores, realizándose la transferencia de calor por convección natural.

El tipo y número de ventiladores depende del tamaño del condensador y la presión estática. Las velocidades de los ventiladores oscilan entre los 515 y 1750 rpm, siendo 1140 rpm la velocidad más común.

El incremento de temperatura entre la entrada y la salida de aire suele oscilar entre 14 y 17°C para aplicaciones de climatización (temperatura del evaporador 7°C).

Los coeficientes de transferencia de calor para este tipo de condensadores se describen en el Anexo A.3.

2.2.2.- Condensadores refrigerados por agua (con torres de refrigeración)

Existen varios tipos de condensadores refrigerados por agua pero quizá el más importante sea el de tubos y carcasa. En la Figura 2. 5 se muestra la disposición constructiva de este tipo de condensadores. En la Figura 2. 6 se muestra un esquema del funcionamiento de este condensador.



Figura 2. 5.- Condensador de tubo-carcasa refrigerado por agua. Fuente: Johnson Controls®

El agua circula por el interior de los tubos absorbiendo el calor desprendido por el refrigerante que entra por la parte superior de condensador en forma de vapor sobrecalentado y lo abandona en estado de líquido saturado por la parte inferior del condensador. Como consecuencia de esto, el agua aumenta su temperatura.

Los tubos de este tipo de condensadores se construyen principalmente de cobre ya que tiene una alta conductividad térmica. Los contruidos en acero inoxidable son usados principalmente para instalaciones con amoniaco. Los diámetros también oscilan entre los 6 y los 20 mm.

Este tipo de condensadores se emplea en instalaciones de climatización con altas cargas térmicas o en aplicaciones de refrigeración con bajas temperaturas del evaporador.

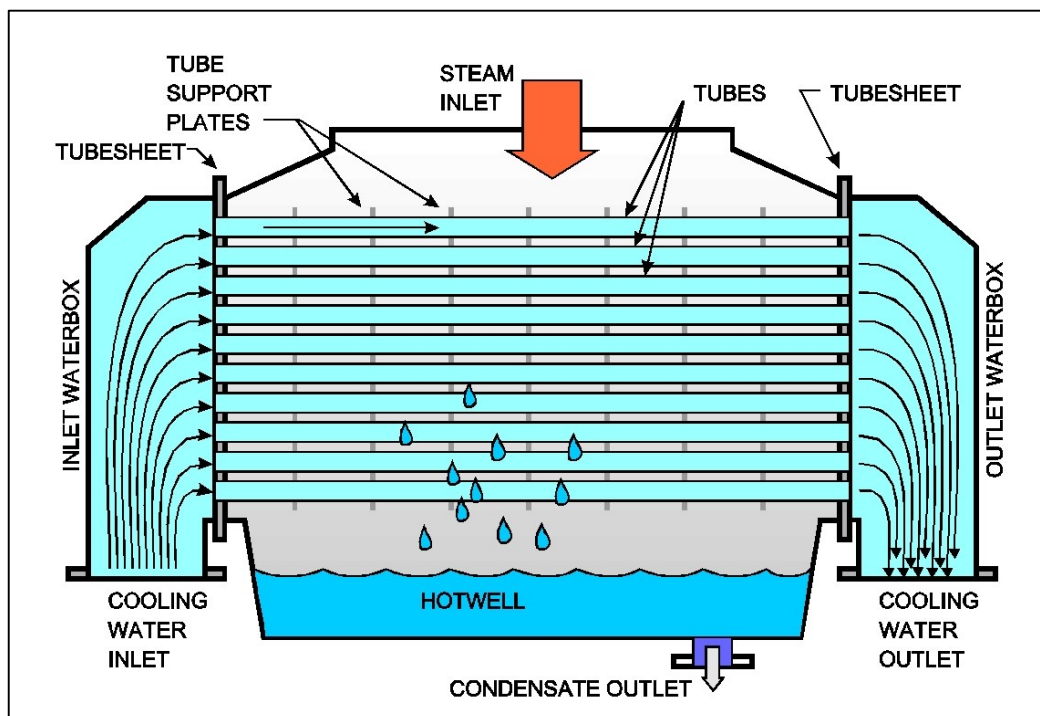


Figura 2. 6.- Esquema del funcionamiento de un condensador de tubo-carcasa refrigerado por agua

En las grandes instalaciones frigoríficas o de climatización donde se utiliza este tipo de condensadores, se hace necesario el uso de una torre de refrigeración para enfriar el agua hasta la temperatura a la que entra en el condensador.

Existe una gran variedad de torres de refrigeración, pudiéndose clasificar en torres de tiro natural o forzado, en flujo cruzado o contraflujo, en húmedas o secas. El principio de funcionamiento es el mismo, disipar el calor del agua hasta alcanzar la temperatura deseada a la entrada del condensador, poniéndola en contacto con el aire mediante mecanismos de transferencia de calor y masa.

En el presente trabajo sólo se va a ilustrar una de las más utilizadas, la de tiro inducido y flujo cruzado, ya que posteriormente se realizará una comparación de los resultados obtenidos sobre el problema planteado, para cada tipo de condensador.

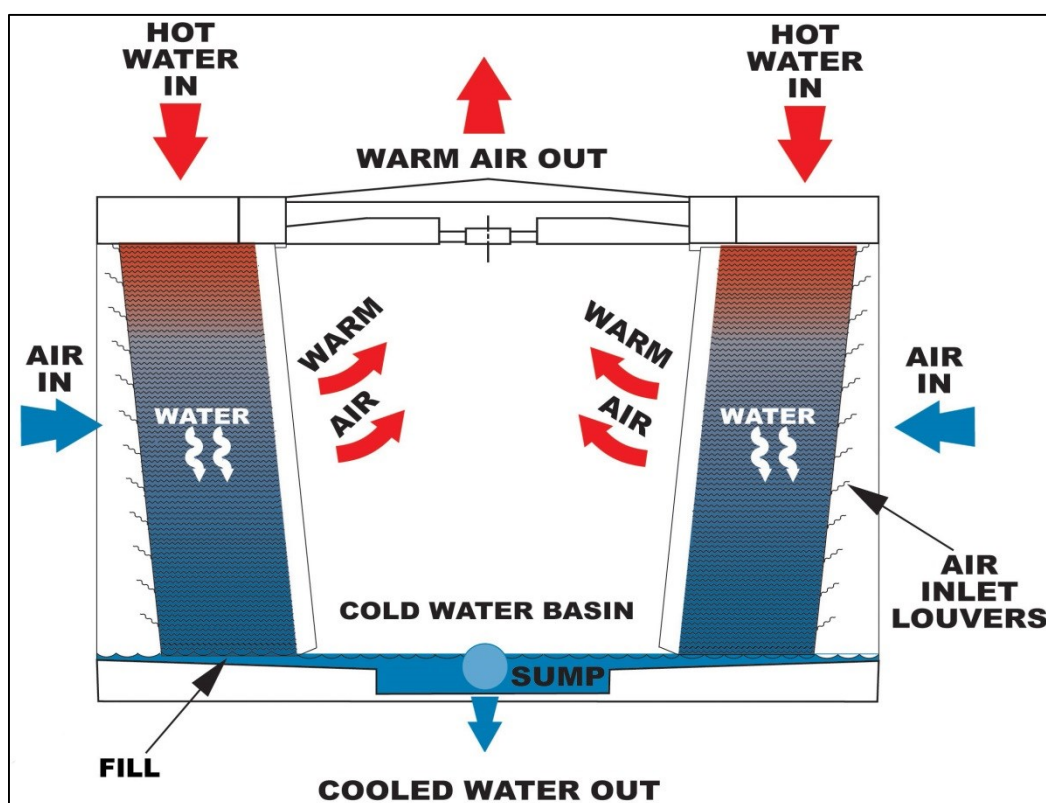


Figura 2. 7. Esquema de una torre de refrigeración de tiro inducido y de flujo cruzado. Fuente: Baltimore AirCoil®

En la Figura 2. 7 se muestra un esquema de esta torre de refrigeración. Su funcionamiento es sencillo. Por los laterales de la torre entra una corriente de aire inducida por los ventiladores, y penetra a través una zona denominada empaquetamiento. Aquí se produce el intercambio de calor y masa entre el agua caliente que entra y el aire del ambiente. Parte de este agua se evapora y pasa a formar parte del aire, por lo que el agua disminuye su temperatura y el aire abandona la torre en estado de saturación.

Los coeficientes de transferencia de calor para este tipo de condensadores también se describen en el Anexo A.3.

2.2.3.- Condensadores evaporativos

La unidad combinada de un condensador refrigerado por agua y una torre de refrigeración da lugar a los condensadores evaporativos. Combinan la función de condensar el refrigerante mediante un intercambio de calor con el agua y la de enfriar el agua mediante una corriente de aire. Su funcionamiento, así como sus principales componentes se explican en detalle en el capítulo 2.3.

2.2.4. Selección de condensadores

Existen infinidad de aplicaciones que requieren el uso de máquinas de compresión frigorífica. Estos son algunos de los factores que influyen en la elección del tipo de condensador:

- Tipo de aplicación.
- Lugar del emplazamiento.
- Calor que se desea evacuar en el condensador.
- Factores ambientales.
- Para analizar en detalle cuál es el tipo de condensador que mejor se adapta a las necesidades del proceso, se van a describir brevemente las ventajas e inconvenientes de cada uno de estos condensadores.

Ventajas e inconvenientes de los condensadores refrigerados por aire

❖ **Ventajas**

- Bajo coste de la instalación respecto al refrigerado por agua y al evaporativo.
- Facilidad de instalación en cualquier superficie.
- No consumen agua, por lo que no es necesario un tratamiento químico o biológico.

❖ **Inconvenientes**

- Para aplicaciones en las que se requiera una alta potencia se requiere mucha más área en los tubos que en los otros condensadores.
- Temperaturas y presiones del refrigerante más altas que para los otros condensadores.
- Mayor caudal de aire y por lo tanto mayor nivel sonoro.

Ventajas e inconvenientes de los condensadores refrigerados por agua

❖ **Ventajas**

- Mayores potencias de condensación para similares superficies de transferencia de calor.
- Temperaturas de condensación muy bajas.
- Equipos muy compactos.

❖ **Inconvenientes**

- Para instalaciones que requieran grandes potencias del condensador es necesario el uso de torres de refrigeración, con el coste que esto conlleva.
- Altas velocidades de circulación de agua en el condensador y de aire en la torre.
- Requiere una gran cantidad de agua de recirculación.

Ventajas e inconvenientes de los condensadores evaporativos

❖ **Ventajas**

- Grandes potencias de condensación para similares superficies de transferencia de calor.
- Temperaturas de condensación bajas.
- No es necesario el uso de una torre de refrigeración.
- Menor consumo de energía y de agua.

❖ **Inconvenientes**

- Alto coste inicial.
- Alto tamaño y peso de la instalación.

2.3.- Descripción del condensador evaporativo

En la Figura 2. 8 se muestra un esquema del funcionamiento del condensador evaporativo. El refrigerante llega al condensador en estado de vapor sobrecalentado y se condensa gracias al intercambio de calor con el agua, que es pulverizada desde la parte superior del condensador. Esta agua, a su vez, está en contacto con una corriente de aire procedente de la parte inferior del condensador. Como resultado, una parte del agua se evapora y pasa a formar parte del aire entrante, formando una mezcla saturada de aire y vapor de agua.

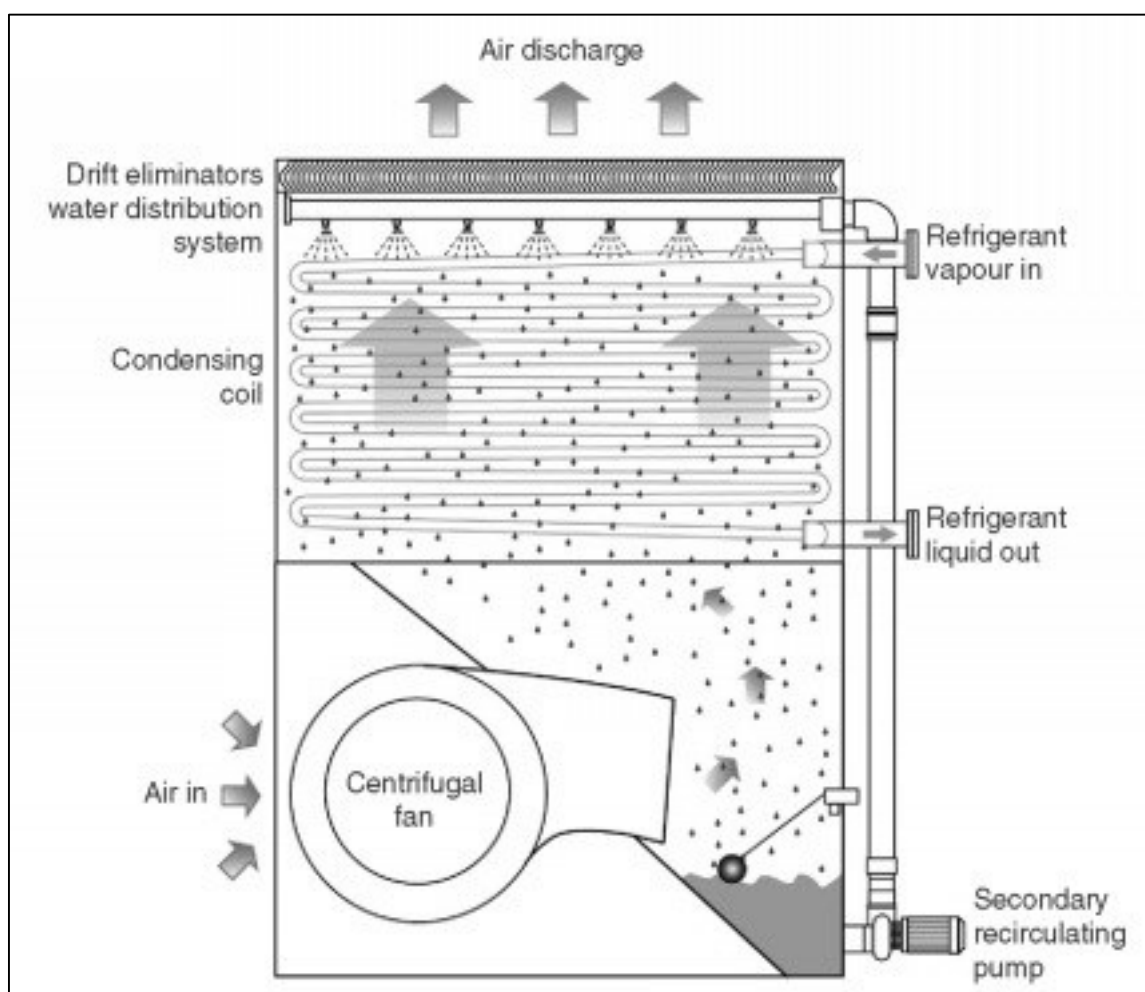


Figura 2. 8.- Esquema del funcionamiento de un condensador evaporativo. Fuente: Evapco®. Funcionamiento: ASHRAE Handbook 2008 [11].

En la parte inferior del condensador, el aire a la temperatura ambiente y sin saturar entra en contacto con el agua y esta a su vez con el refrigerante en estado líquido saturado. A medida que el aire avanza, va aumentando su humedad y su temperatura, como consecuencia de la inclusión de vapor de agua en el aire. El mecanismo que domina este proceso es el de transferencia de masa.

El agua, a su vez, aumenta su temperatura por el intercambio de calor con el refrigerante. En un cierto punto en el interior del condensador, la temperatura del agua comienza a descender hasta alcanzar la misma temperatura que tenía a la entrada del condensador.

En la parte superior de condensador, el aire sale en estado de saturación, a una temperatura superior o inferior a la de entrada, dependiendo de la temperatura de condensación del refrigerante. La mayor parte de las gotas de agua contenidas en el aire se recuperan en el eliminador de gotas.

Los componentes principales de un condensador evaporativo se exponen a continuación y se detallan más adelante:

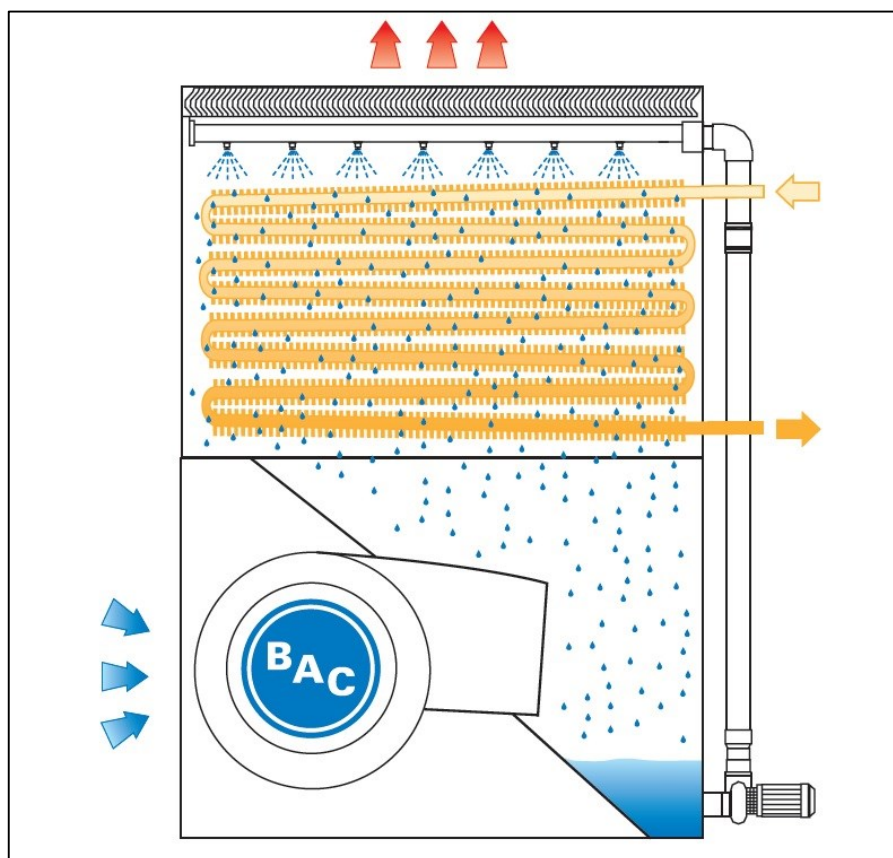
- Banco de tubos
- Ventiladores
- Sistema de transmisión del ventilador
- Bomba de recirculación a los pulverizadores
- Sistema de distribución de agua
- Eliminadores de gotas

2.3.1.- Tipos de condensadores evaporativos

Dependiendo del tipo de flujo de aire, del tipo de ventiladores, de la potencia consumida y del proceso que se va a realizar, existen varios tipos de condensadores evaporativos. En el presente trabajo no se entra en detallar con todos los tipos existentes en el mercado [1] [2], sino que se ofrece una visión global de los más utilizados.

Flujo cruzado

Los condensadores evaporativos de flujo a contracorriente son los más utilizados en la actualidad. Su funcionamiento es exactamente el mismo que se ha explicado anteriormente.



Existen dos grandes grupos de condensadores evaporativos de flujo cruzado, los de tiro forzado y los de tiro inducido. La Figura 2. 9 y la Figura 2. 10 muestran la disposición constructiva y el esquema de los de tiro forzado.

Este tipo de condensadores utiliza ventiladores centrífugos en la parte inferior, forzando al aire a entrar en el condensador. También es posible la utilización de ventiladores axiales. Este tipo de ventiladores produce menos ruido que los de tiro inducido.

En la Figura 2. 11 y la Figura 2. 12 se observa el esquema y la disposición constructiva de los condensadores evaporativos de tiro inducido. Este tipo de condensador utiliza ventiladores axiales que inducen la entrada de aire dentro del condensador. Su principal ventaja es una mayor eficiencia energética debido al menor consumo de los ventiladores, ya que poseen un mayor rendimiento debido al menor rozamiento del aire con las palas.



Figura 2. 11. Condensador evaporativo de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®

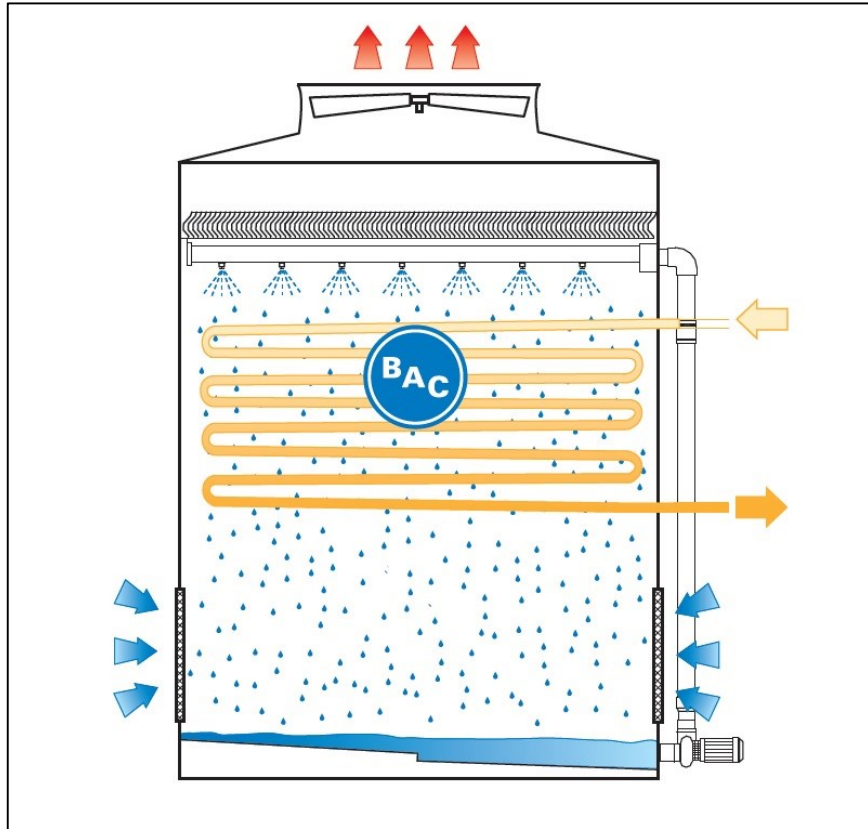


Figura 2. 12. Esquema de un condensador evaporativo de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®

Condensadores evaporativos mixtos

Este tipo de condensadores tiene la particularidad de que además de tener la zona de intercambio entre refrigerante, aire y agua, tiene otra zona de intercambio entre el aire y el agua en flujo en paralelo en una zona llamada batería de relleno. En la Figura 2. 13 y la Figura 2. 14 y se muestra este tipo de configuración.

El agua caliente en la zona inferior del condensador entra en contacto con una corriente de aire seco, reduciendo su temperatura. Las dos corrientes de aire se mezclan y salen por la parte superior. Este hecho mejora notablemente el rendimiento del condensador.



Figura 2. 13. Condensador evaporativo mixto con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®

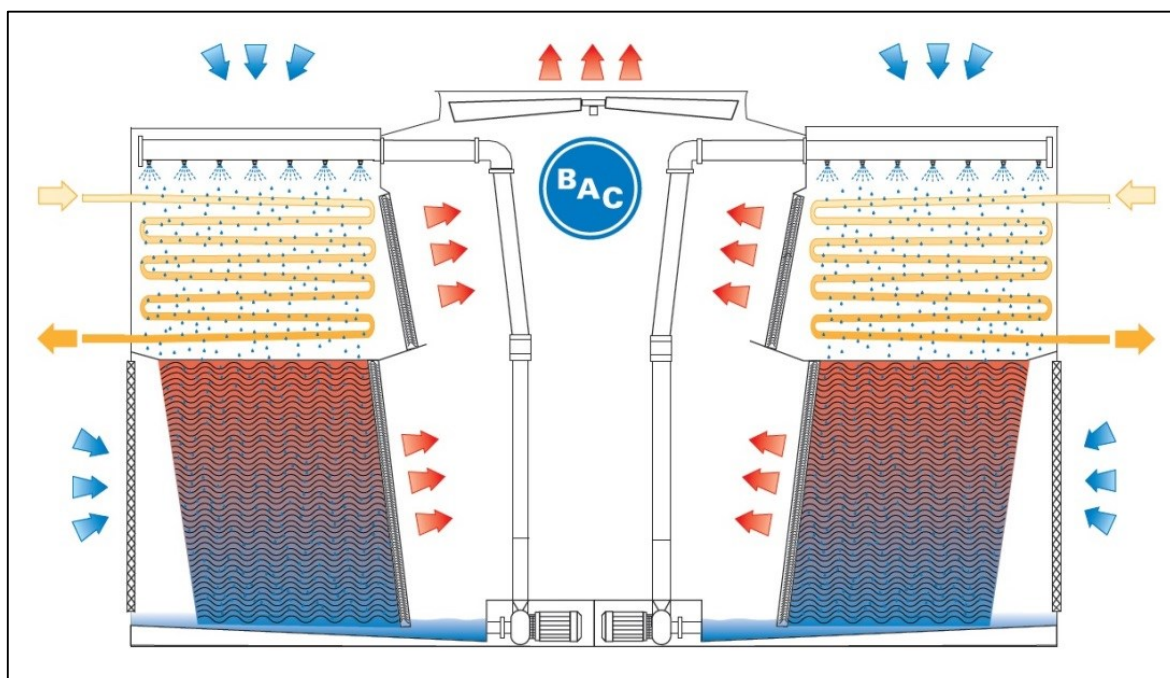


Figura 2. 14. Esquema de un condensador evaporativo mixto con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®

Condensadores evaporativos híbridos

La Figura 2. 15 y la Figura 2. 16 muestran el esquema y funcionamiento de este tipo de condensadores evaporativos. Son similares a los mixtos con la particularidad de incorporar una parte del banco de tubos en la parte superior del condensado. Estos tubos entran en contacto con una corriente de aire sin saturar, ya que se introduce aire seco y se mezcla con el saturado proveniente del banco de tubos.

El refrigerante en estado de vapor sobrecalentado disminuye su temperatura hasta alcanzar el estado de vapor saturado, mientras que el aire abandona el condensador en estado de saturación. Este tipo de condensadores tienen la ventaja visual de hacer desaparecer el penacho típico de estos condensadores o de las torres de refrigeración.



Figura 2. 15. Condensador evaporativo híbrido de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore Air-Coil®

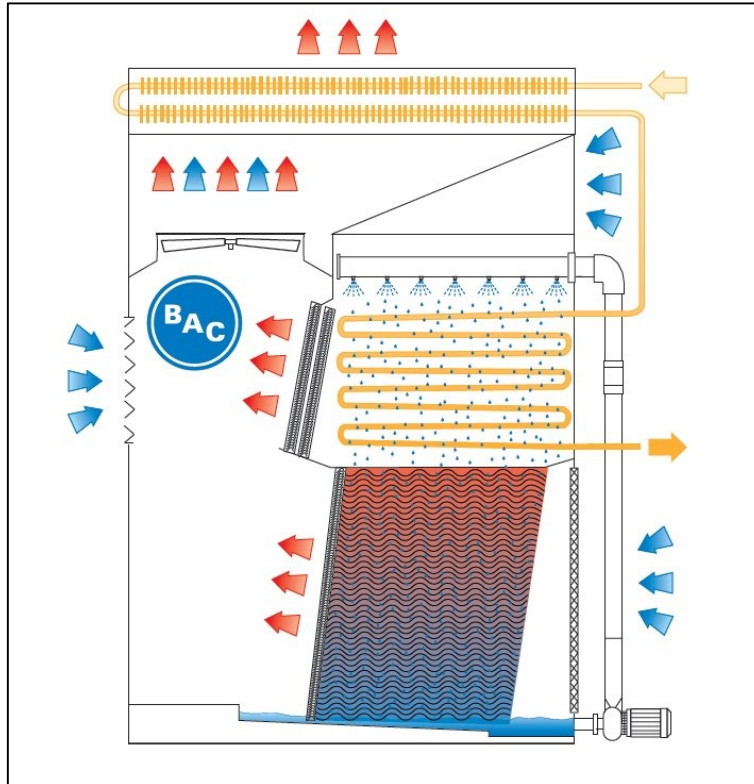


Figura 2. 16. Esquema de un condensador evaporativo híbrido de tiro inducido con ventiladores axiales. Fuente: Baltimore AirCoil®

2.3.2.- Componentes de los condensadores evaporativos

Banco de tubos

El banco de tubos constituye la parte fundamental del condensador evaporativo, ya que en su interior el refrigerante se condensa teniendo lugar la transferencia de calor al agua. Los tipos de bancos de tubos, así como los detalles constructivos y los materiales de los que está fabricado se encuentran detallados en el capítulo 4.2.3.

Ventiladores de aire

Los ventiladores impulsan el aire desde el exterior, pasando a través del banco de tubos y lo expulsan de nuevo al ambiente. Como se ha visto anteriormente, existen dos tipos de ventiladores utilizados en los condensadores evaporativos: los axiales y los centrífugos.

Cada tipo de ventilador tiene unas curvas características de las que se extraen todos los datos necesarios para su puesta en funcionamiento. Por simplicidad, en el presente trabajo sólo se hallará el flujo de aire que debe atravesar el condensador y la potencia de los motores.

En la Figura 2. 17 se muestra una posible disposición geométrica de los ventiladores axiales. Como se ha descrito con anterioridad, estos se sitúan en la parte superior del condensador evaporativo e inducen el flujo de aire que pasa a través del banco de tubos. El funcionamiento de los ventiladores no sería posible sin la utilización de un motor eléctrico que mueva su eje. El motor eléctrico del ventilador axial aparece en la Figura 2. 18. Este motor transmite el movimiento al ventilador mediante una correa estriada.

El ventilador centrífugo (Figura 2. 19 y Figura 2. 20) aspira el aire axialmente y lo expulsa radialmente dentro del condensador. La disposición constructiva de este tipo de ventilador hace que sea más silencioso que el axial. Al igual que los ventiladores axiales, los centrífugos utilizan un motor eléctrico (Figura 2. 19 y Figura 2. 20) acoplado al eje del ventilador permitiendo su movimiento circular.

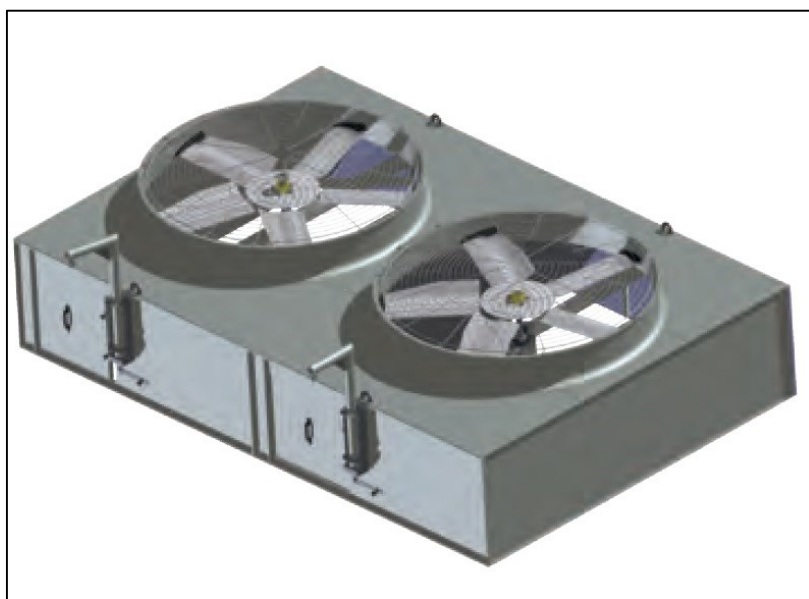


Figura 2. 17. Ventiladores axiales de un condensador evaporativo. Fuente: Baltimore AirCoil®



Figura 2. 18. Motor de un ventilador axial. Fuente: Baltimore AirCoil®

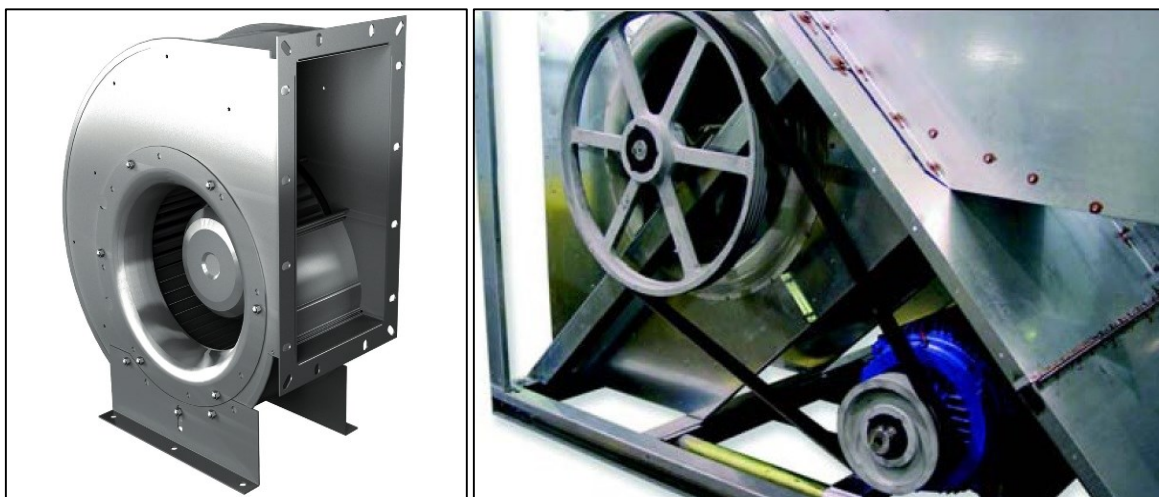


Figura 2. 19 y 2. 20. Ventilador centrífugo y motor. Fuente: Baltimore AirCoil®

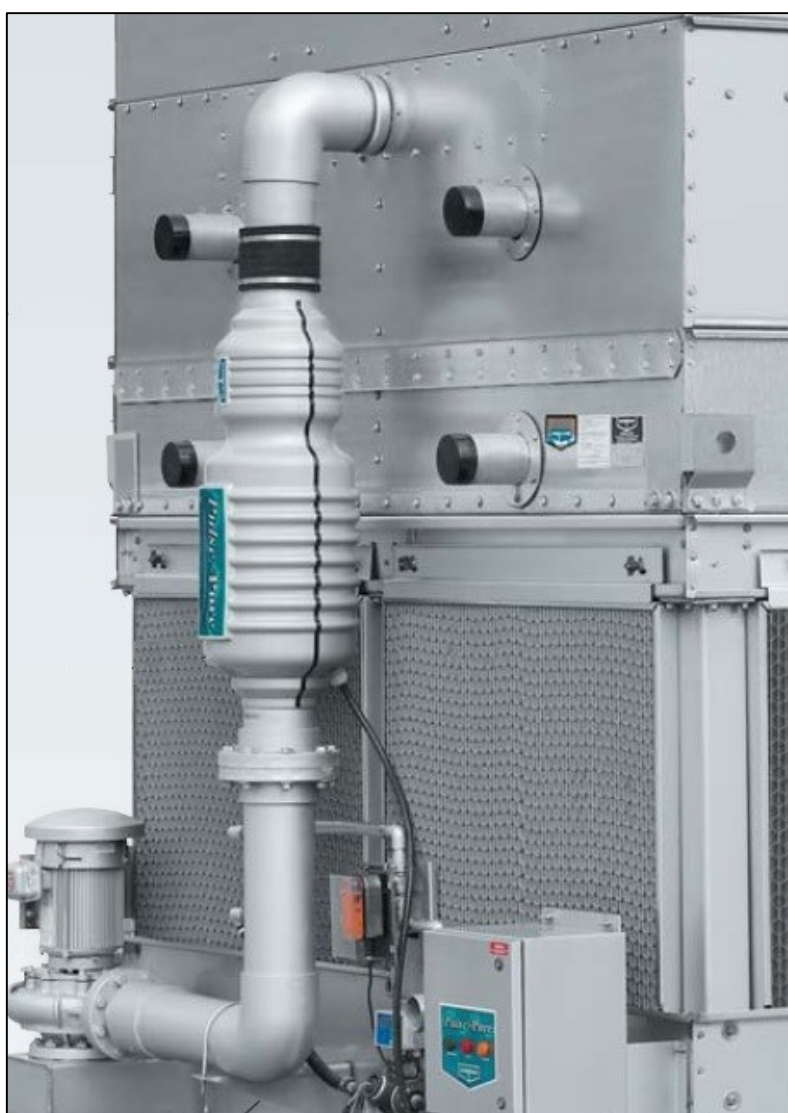


Figura 2. 21. Sistema de distribución del agua. Fuente: Evapco®

Bomba de recirculación y sistema de transmisión del agua

La misión principal del sistema de transmisión de agua (Figura 2. 21) es recoger el agua en la parte baja del condensador tras el proceso de transferencia de calor y masa producida en el banco de tubos, e impulsarlo a través de la bomba (Figura 2. 23) hasta los pulverizadores (Figura 2. 22) en la parte superior.

A través de estos pulverizadores, el agua cae sobre los tubos en forma de minúsculas gotas, lo que se traduce en un mayor área de intercambio, mejorando la transferencia de calor.

Este sistema también tiene como objetivo tratar el agua que circula por su interior, para evitar posibles daños en la instalación por erosión y corrosión y además evitar la posible proliferación de microorganismos (Legionella), ya que pueden producirse a las temperaturas a las que trabaja el agua durante este proceso.

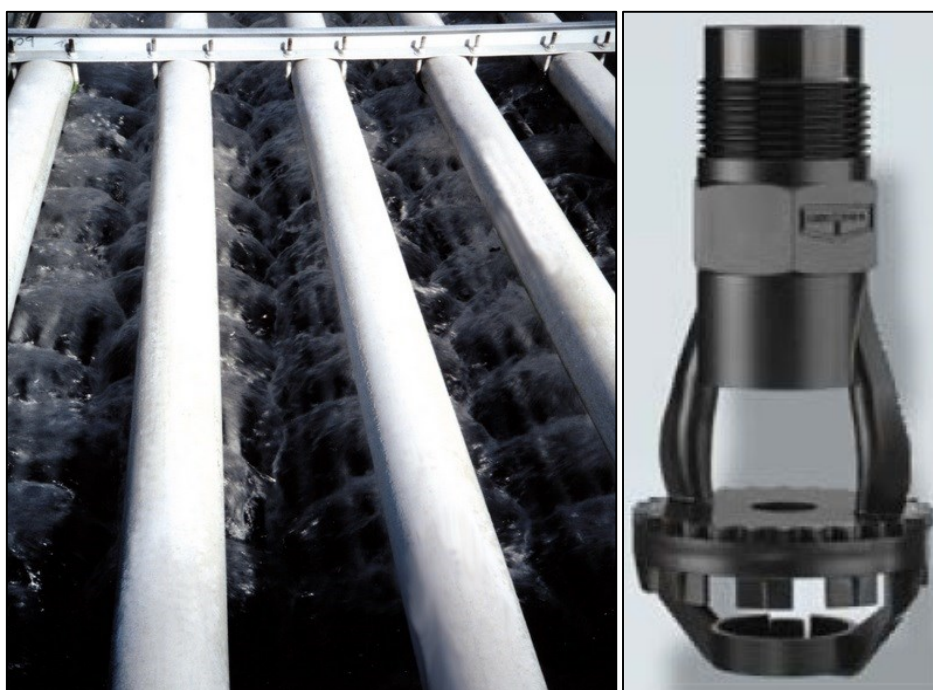


Figura 2. 22. Sistema de distribución del agua, pulverizadores. Fuente: Baltimore AirCoil®



Figura 2. 23. Detalle de la bomba del agua y el motor de la bomba. Fuente: Evapco®



Figura 2. 24. Eliminadores de gotas. Fuente: Baltimore AirCoil®

2.4.- Planteamiento del problema

Tras haber estudiado la máquina frigorífica de compresión de vapor y sus distintos componentes, analizando en detalle el funcionamiento del condensador evaporativo, se procede a describir el problema planteado.

El problema consiste en diseñar y calcular el condensador evaporativo, es decir, sus condiciones de funcionamiento y componentes del mismo, que mejor se adapten a las condiciones de entrada deseadas.

En la Figura 2. 25 se muestra un esquema detallado de un condensador evaporativo en general. En este esquema se observan todos los parámetros que gobiernan el funcionamiento del condensador.

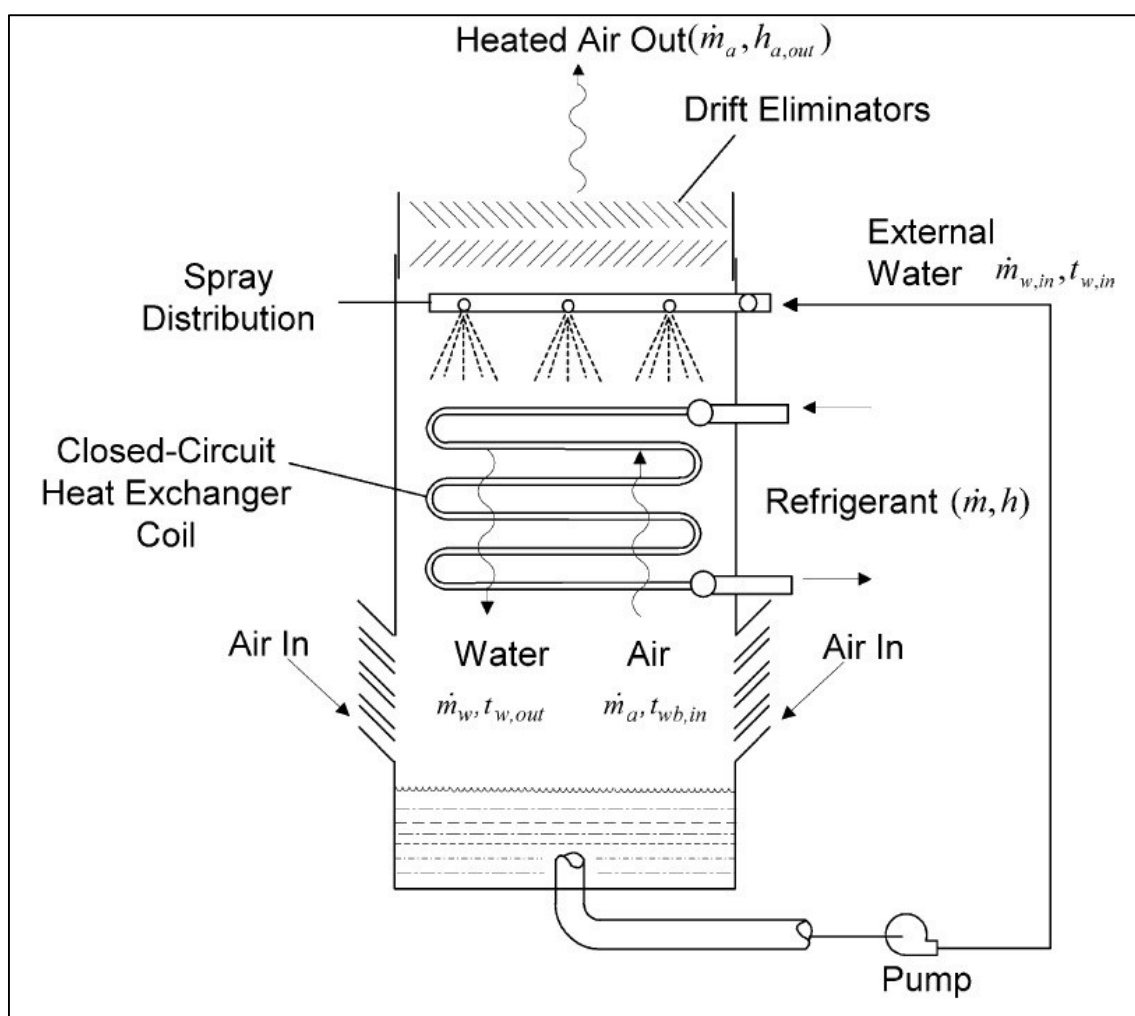


Figura 2. 25. Esquema detallado de un condensador evaporativo genérico

Aire

El aire seco entra a una temperatura de bulbo seco a la entrada ($T_{a,in}$) y una temperatura de bulbo húmedo a la entrada ($T_{bh,in}$), y sale con una temperatura de bulbo seco ($T_{a,out}$) y una temperatura de bulbo húmedo ($T_{bh,out}$). Se ha considerado que para el presente trabajo el dato de entrada para la humedad será la humedad relativa (HR_{in}), siendo la de salida aproximadamente el 100% (estado de saturación).

Agua

La temperatura del agua en la salida de los difusores ($T_{w,in}$) debe ser la misma que la que tiene el agua cuando se recoge en la parte inferior del condensador ($T_{w,out}$).

Refrigerante

El refrigerante entra en el condensador como vapor saturado, ya que el calor sensible evacuado es muy inferior al calor latente (detallado en el capítulo 2.1), a una temperatura (T_r) y a la entalpía de vapor saturado (h_{rv}) y abandona el condensador en estado de líquido saturado, a la misma temperatura (T_r) y con la entalpía de líquido saturado (h_{rl}).

Mediante el análisis teórico y práctico del problema, se debe hallar el conjunto de parámetros relativos al condensador que mejor cumpla con las condiciones de entrada estipuladas, seleccionando la opción que otorgue el mayor rendimiento a la instalación.

En los próximos capítulos se estudiará el modelo matemático en el que se basa el diseño y los cálculos de todas las variables que permitan obtener la mejor solución posible, y comparando estos resultados con los que se obtendrían con las mismas condiciones de entrada para los condensadores refrigerados por aire y por agua.

CAPÍTULO 3.- MODELO TEÓRICO

El modelado de un condensador evaporativo es difícil, por el hecho de que tres fluidos interactúan entre sí en los procesos de transferencia de calor y masa. Existen varios procedimientos de modelado, tanto teóricos como empíricos. Para el presente proyecto, el método de cálculo de las variables que gobiernan el comportamiento del condensador está basado en los balances de masa y energía de los fluidos que intervienen, realizados en volúmenes de control en el interior del condensador [9] [14].

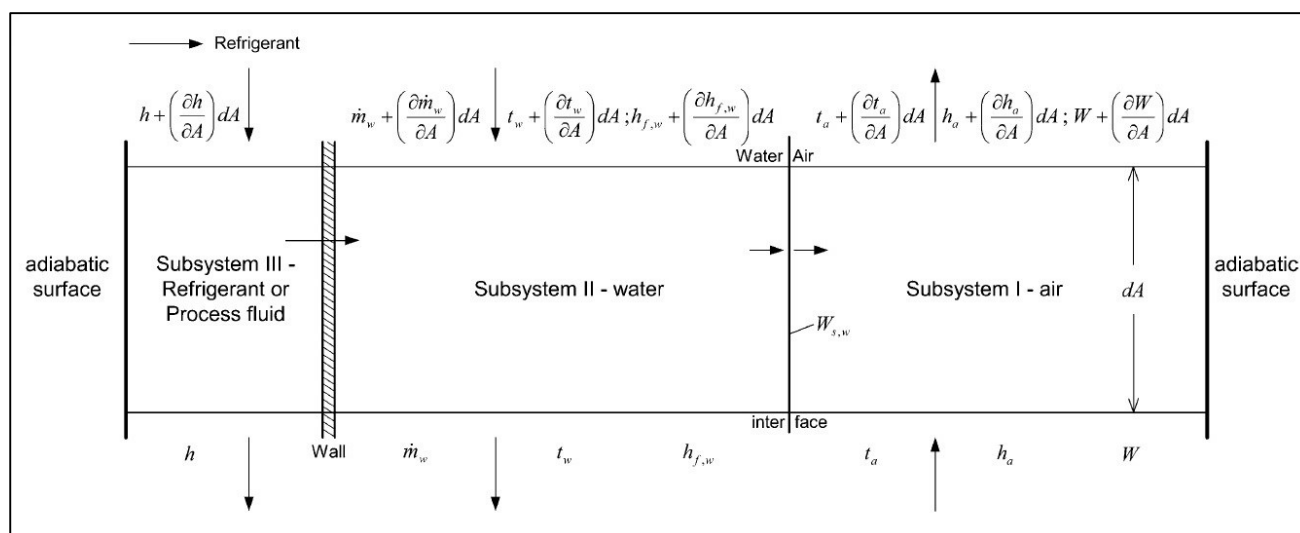


Figura 3. 1. Volumen de control infinitesimal del modelo para un condensador evaporativo

La Figura 3. 1 muestra un volumen de control infinitesimal del modelo utilizado para el condensador evaporativo. El aire (subsistema 1) fluye verticalmente y hacia arriba, mientras que el agua (subsistema 2) es pulverizada hacia abajo. El refrigerante (subsistema 3) fluye verticalmente y hacia abajo. Las principales hipótesis usadas para derivar las ecuaciones del modelo son:

- El sistema se encuentra en estado estacionario.
- El aparato y el circuito de recirculación de agua de refrigeración están aislados de los alrededores.
- La transferencia de calor por radiación es despreciable.
- La pérdida de agua en los conductos despreciable.
- Los coeficientes de transferencia de calor y masa son constantes dentro del haz de tubos.
- Humidificación de la superficie completa del haz de tubos.
- La distribución de aire y agua es uniforme en las entradas y esta uniformidad es constante. Así, las temperaturas en la unidad sólo dependen de la posición vertical, lo que implica que el modelo es unidimensional.
- La película de agua sobre los tubos se considera muy fina, por lo que la temperatura en la interfase aire - agua se considera igual a la de la película de agua ($T_{int} = T_w$).

- Como esta película se considera muy fina, también se puede suponer que la superficie de interfase aire - agua es aproximadamente igual a la superficie exterior de los tubos sin la película.
- La temperatura de recirculación del agua en la entrada y salida es la misma.

A continuación, se realizarán los balances de masa y energía, y se hallarán las ecuaciones diferenciales que gobiernan el funcionamiento del condensador evaporativo. En los Anexos A.1 y A.2 se detallan exhaustivamente estos cálculos.

3.1.- Balance de masa del agua

La Figura 3. 2 representa el volumen de control infinitesimal que abarca los subsistemas I (aire) y II (agua). Si se realiza un balance de masa de agua en este volumen de control, resultaría:

$$\dot{m}_a W + \dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA = \dot{m}_w + \dot{m}_a \left[W + \left(\frac{\partial W}{\partial A} \right) dA \right] \quad (3.1)$$

Simplificando se obtiene:

$$\frac{\partial W}{\partial A} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \quad (3.2)$$

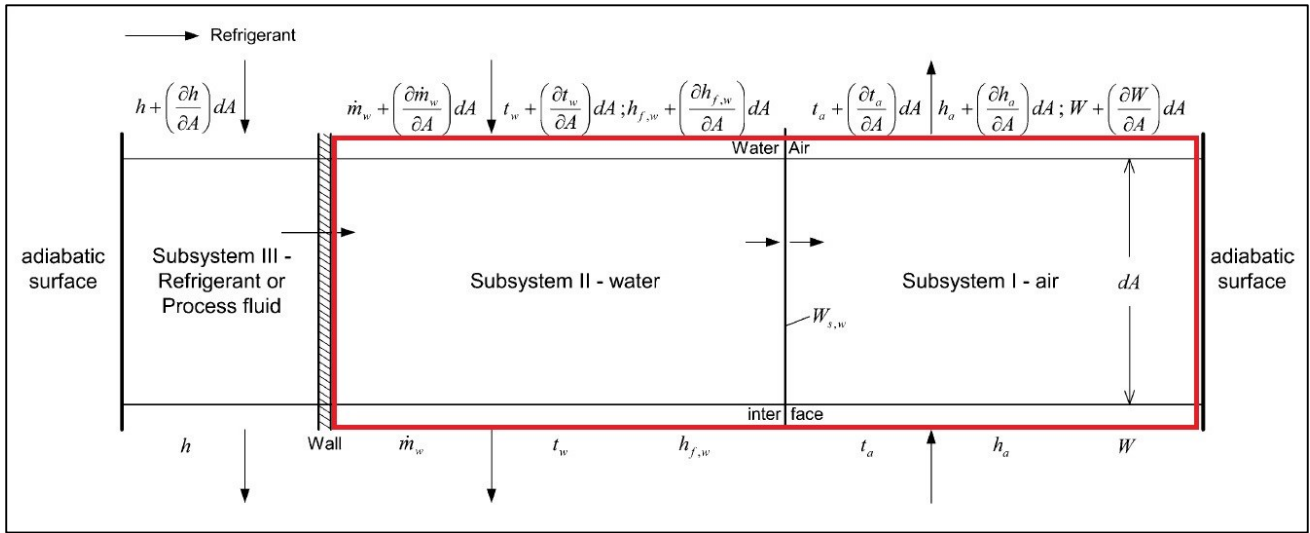


Figura 3. 2. Volumen de control infinitesimal sobre el agua (subsistema II) y el aire (subsistema I)

El flujo másico del agua de recirculación que se evapora (dX), en términos del coeficiente de transferencia de masa por convección (h_D), se escribe:

$$dX = h_D (W_{s,int} - W) dA \quad (3.3)$$

La Figura 3. 3 representa el volumen de control infinitesimal sobre el subsistema II (agua). Realizando un balance de masa del agua en dicho volumen de control se obtendría:

$$\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA = \dot{m}_w + dX \quad (3.4)$$

Aplicando (3. 2) y simplificando se obtiene:

$$d\dot{m}_w = h_D(W_{s,w} - W)dA \quad (3.5)$$

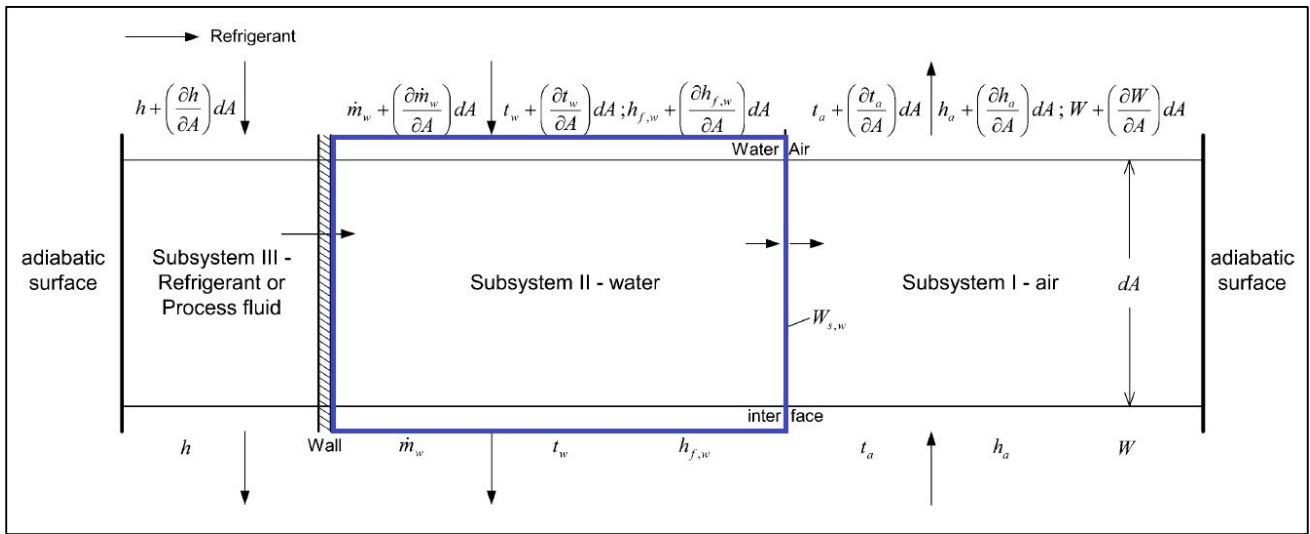


Figura 3. 3. Volumen de control infinitesimal sobre el agua (subsistema II)

De las ecuaciones (3.1) y (3. 3) es obvio que el flujo másico de agua no se mantiene constante durante el proceso de evaporación.

3.2.- Balance de energía en la interfase aire-agua

El flujo de calor transferido desde la superficie del agua al aire ($d\dot{Q}_p$) puede expresarse como:

$$d\dot{Q}_p = h_{c,int}(T_{int} - T_a)dA \quad (3.6)$$

Como se ha visto anteriormente, debido a la evaporación de parte del agua en el aire, en la interfase aire-agua se produce tanto una transferencia de calor como una transferencia de masa. Esta transferencia de masa, a su vez, debido a la entalpía de cambio de fase del agua, produce también una transferencia de calor hacia el aire. Por lo tanto, en la interfase la transferencia de calor se produce en parte por la propia diferencia de temperaturas entre el aire y el agua y gobernado por el coeficiente de transferencia de calor por convección en la interfase ($h_{c,int}$), y en parte debido a la evaporación de parte del agua en el aire.

Si sobre el volumen de control de la Figura 3. 4 se realizara un balance de energía teniendo en cuenta lo comentado anteriormente, se tendría:

$$\dot{m}_a \left[h_a + \left(\frac{\partial h_a}{\partial A} \right) dA \right] = \dot{m}_a h_a + d\dot{Q}_p + dX \cdot h_{fv,int} \quad (3.7)$$

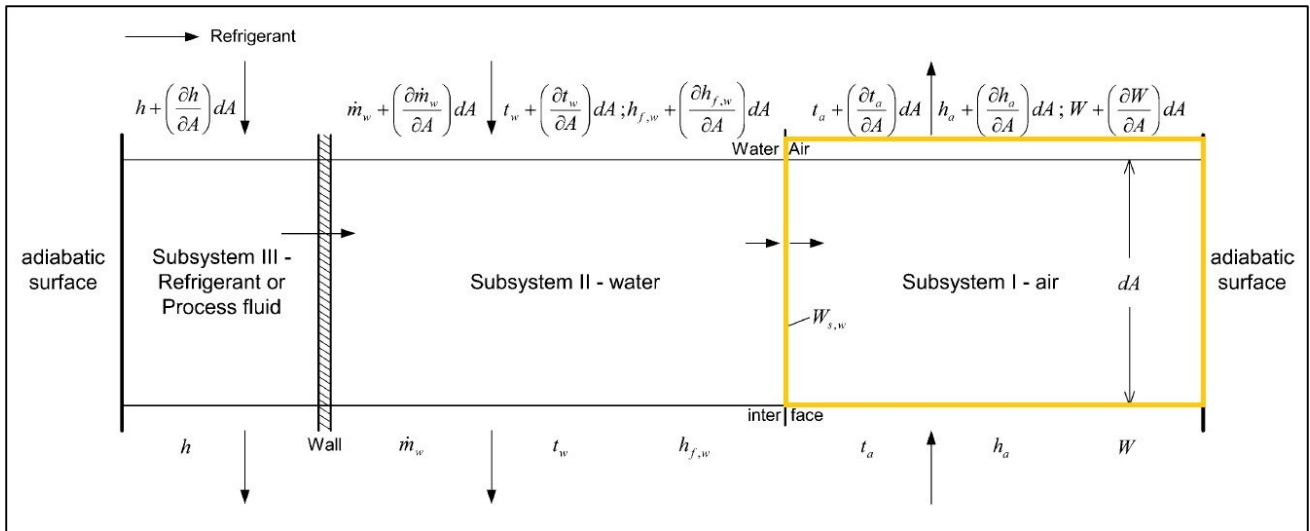


Figura 3. 4. Volumen de control infinitesimal sobre el aire (subsistema I)

La entalpía específica de la mezcla aire-vapor evaluada a la temperatura del aire (referida al aire seco) viene dada por:

$$h_a = h_{da} + W h_v \quad (3.8)$$

O lo que es lo mismo:

$$h_a = c_{p,da} \cdot T_a + W(c_{p,v} \cdot T_a + h_{v,ref}) \quad (3.9)$$

Del mismo modo, la entalpía específica del aire saturado evaluada a la temperatura de la interfase (referida al aire seco), viene dada por:

$$h_{s,int} = h_{da,SAT} + W_{s,int} h_{v,int} \quad (3.10)$$

$$h_{s,int} = c_{p,da} \cdot T_{int} + W_{s,int}(c_{p,v} \cdot T_{int} + h_{v,ref}) \quad (3.11)$$

$$\text{Sabido además que } c_{p,a} = c_{p,da} + W c_{p,v} \quad (3.12)$$

Con las ecuaciones (3.9) y (3.11) y aplicando (3.12), se puede obtener una definición alternativa de las entalpías específicas de la mezcla aire-agua:

$$h_a = c_{p,a} T_a + W h_{v,ref} \quad (3.13)$$

$$h_{s,int} = c_{p,a} T_{int} + W_{s,int} h_{v,ref} \quad (3.14)$$

Utilizando las ecuaciones anteriores, introduciendo el factor de Lewis ($Le = h_C/h_D c_{p,m}$) y asumiendo que la entalpía de cambio de fase del agua es aproximadamente igual a la entalpía específica del vapor de agua ($h_{fv} \approx h_v$), se obtiene:

$$\partial h_a = \frac{h_D \partial A}{\dot{m}_a} \{ (h_{s,int} - h_a) + (Le - 1) [(h_{s,int} - h_a) - (W_{s,int} - W)(h_{v,ref} + c_{p,v} T_{int})] \} \quad (3.15)$$

Para simplificar los cálculos, se puede asumir un factor de Lewis igual a la unidad. Además, se ha supuesto que $T_{int} = T_w$. Por lo tanto, como resultado final se obtendría:

$$\boxed{dh_a = \frac{h_D}{\dot{m}_a} (h_{s,w} - h_a) dA} \quad (3.16)$$

3.3.- Balance de energía del refrigerante

El siguiente paso para el cálculo de las variables que gobiernan el proceso es realizar un balance de energía en un volumen de control sobre el refrigerante, como refleja la Figura 3. 5.

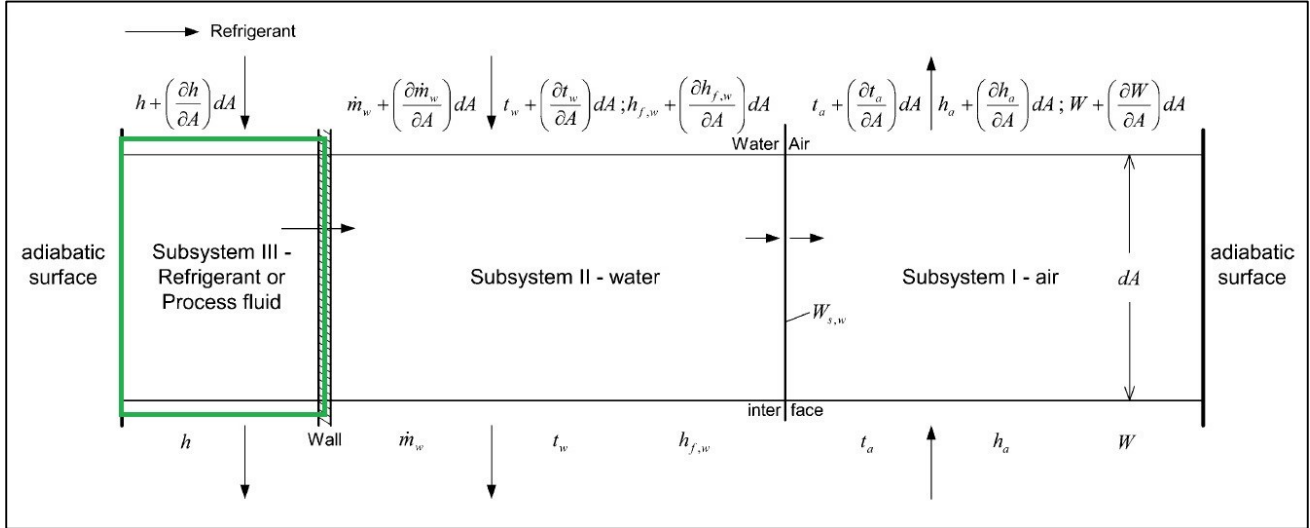


Figura 3. 5. Volumen de control infinitesimal sobre el refrigerante (subsistema III)

Se pueden expresar las entalpías del agua y del refrigerante como:

$$\frac{\partial h_{f,w}}{\partial A} = c_{p,w} \left(\frac{\partial T_w}{\partial A} \right); \quad \frac{\partial h_r}{\partial A} = c_{p,r} \left(\frac{\partial T_r}{\partial A} \right) \quad (3.17)$$

El flujo de calor transferido desde el refrigerante hasta la película agua ($d\dot{Q}_k$) puede expresarse como:

$$d\dot{Q}_k = U_{ext}(T_r - T_{int})dA \quad (3.18)$$

Realizando el balance de energía se obtiene:

$$\dot{m}_r \left[h_r + \left(\frac{\partial h_r}{\partial A} \right) dA \right] = \dot{m}_r h_r + d\dot{Q}_k \quad (3.19)$$

Introduciendo (3.18) y simplificando, y sabiendo que $T_{int} = T_w$, finalmente se obtiene:

$$\boxed{dh_r = \frac{U_{os}(T_r - T_w)dA}{\dot{m}_r}} \quad (3.20)$$

Hay que tener en cuenta que la temperatura del refrigerante se mantiene constante a lo largo de todo el proceso, por lo tanto no es una variable del problema.

3.4.- Balance de energía total

Finalmente se realiza un balance de energía en el volumen de control indicado en la Figura 3. 6:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a h_a + \left[\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA \right] \left[h_{f,w} + \left(\frac{\partial h_{f,w}}{\partial A} \right) dA \right] + \dot{m}_r \left[h_r + \left(\frac{\partial h_r}{\partial A} \right) dA \right] = \\ = \dot{m}_a \left[h_a + \left(\frac{\partial h_a}{\partial A} \right) dA \right] + \dot{m}_w h_{f,w} + \dot{m}_r h_r \end{aligned} \quad (3.21)$$

Despreciando términos de orden superior, simplificando y usando (3.18), se obtiene:

$$\dot{m}_w c_{p,w} \partial T_w + c_{p,w} T_w \partial \dot{m}_w + \dot{m}_r \partial h_r = \dot{m}_a \partial h_a \quad (3.22)$$

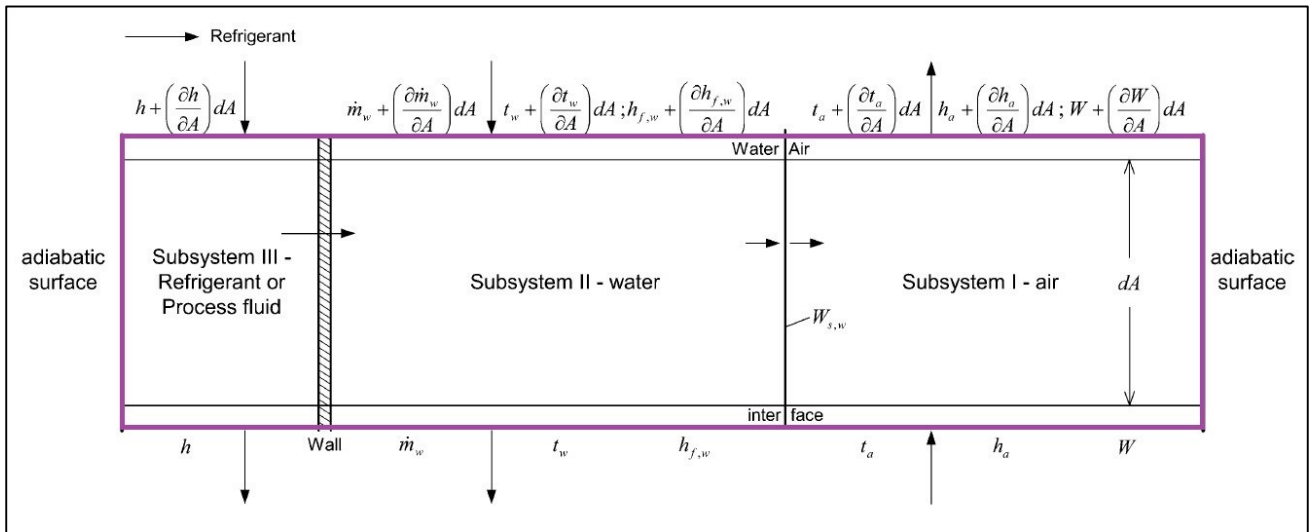


Figura 3. 6. Volumen de control infinitesimal sobre todo el condensador (subsistemas I, II y III)

Suponiendo que $T_{int} = T_w$ y reordenando y utilizando (3. 5), (3.16) y (3.20) se obtiene la expresión final:

$$dT_w = \frac{1}{\dot{m}_w c_{p,w}} \left[\dot{m}_a h_D (h_{s,w} - h_a) dA - c_{p,w} T_w h_D (W_{s,w} - W) dA - U_{os} (T_r - T_w) dA \right] \quad (3.23)$$

3.5.- Ecuaciones adimensionales y condiciones de contorno

El sistema de ecuaciones diferenciales formado por (3. 2), (3. 5), (3.16), (3.20) y (3.23) describe el funcionamiento del condensador evaporativo [14]. Las correlaciones necesarias para los coeficientes de transferencia de calor por convección, condensación y masa se detallan en el Anexo A.3 [9] [14]. Para resolver este sistema de ecuaciones diferenciales es necesario establecer unas condiciones de contorno, como el sistema está formado por cinco ecuaciones, se necesitan el mismo número de condiciones de contorno.

En orden de integrar el sistema de ecuaciones resulta muy útil su adimensionalización, debido a la mayor facilidad de resolución por una aplicación informática y a que los resultados se muestran de una forma más compacta y organizada. Para ello se va a tomar una longitud infinitesimal

Todos los balances realizados anteriormente estaban referidos a un elemento infinitesimal de área (dA). En las ecuaciones adimensionales se tomará como referencia un elemento infinitesimal de longitud (dl), ya que resulta más intuitivo a la hora de mostrar los resultados.

En la Figura 3.7 aparece un esquema de la división del intercambiador en elementos infinitesimales. El volumen del intercambiador se ha dividido en elementos de ancho S_q , de alto L y de largo B . Se ha asumido lo siguiente:

- En este esquema, cada elemento es un intercambiador de calor por separado, cuyo número es el número de unidades de transferencia, N_t .
- La influencia mutua entre elementos adyacentes es nula.
- En cada intercambiador de calor (elemento) el flujo vertical de agua sobre los tubos es tratado como dos flujos que descienden sobre dos superficies verticales de altura L . A cada una de estas dos superficies se le asigna también la mitad del flujo refrigerante (M_r) que fluye por el interior de los tubos, y la mitad del flujo de aire que circula por cada elemento.
- La longitud del intercambiador L , que también es la longitud del intervalo de integración, se determina por la suma de todos los semiperímetros de las filas de tubos.

$$L = 0.5\pi D_{ext} N_r \quad (3.24)$$

- El flujo de calor transferido desde el refrigerante hasta la película agua (\dot{Q}_k) es igual a la suma de todos los flujos de calor transferidos por todos los elementos (N_t).
- Para una configuración de tubos escalonada se debe cumplir la condición geométrica $S_q \geq 1.5D_{ext}$.

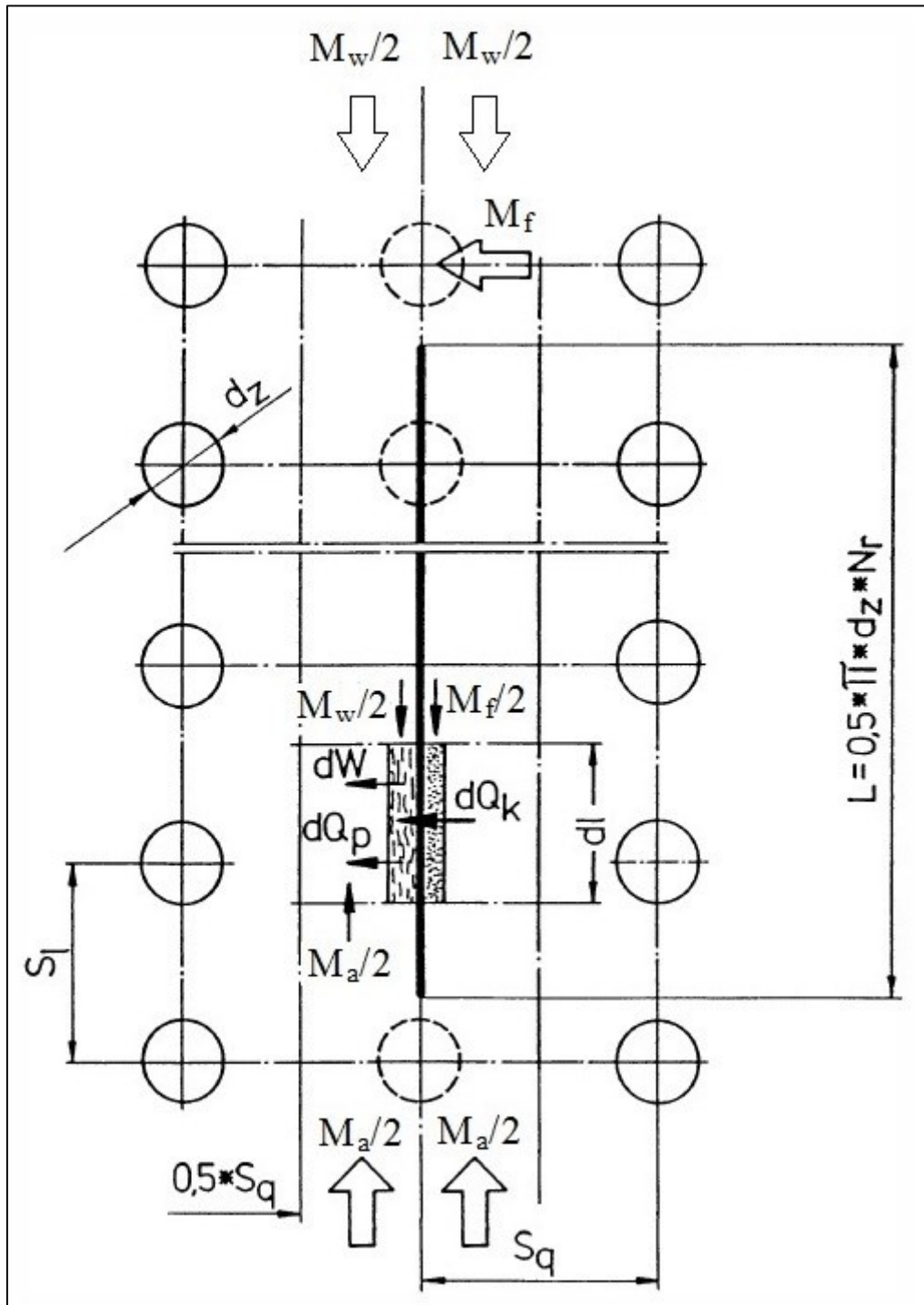


Figura 3.7. División del condensador en elementos infinitesimales y localización del volumen de control

Se define el área de transferencia (A , área exterior de los tubos) como el doble del producto de la longitud del intercambiador (L) y la longitud de los tubos (B). Teniendo en cuenta que:

$$B = L_t \cdot N_t \quad (3.25)$$

Se obtiene:
$$A = 2 \cdot L \cdot B = \pi D_{ext} L_t N_r N_t \quad (3.26)$$

Como se ha explicado anteriormente, al haber dividido cada elemento en dos subelementos de longitud L , al hallar el área de transferencia es necesario tener en cuenta esta división, de aquí el factor dos en la definición del área.

Las condiciones de contorno están referidas al valor de las variables en las entradas y salidas de los distintos fluidos en el condensador. Se tomara como longitud de integración l . Para la parte superior de condensador (entrada de agua y refrigerante y salida de aire) se va a tomar el valor de $l = 0$, y para la parte inferior (salida de agua y refrigerante y entrada de aire), $l = L$. Las condiciones de contorno van a tomar los siguientes valores:

$$W(L) = W_1 \quad (3.27)$$

$$T_a(L) = T_{a1} \quad (3.28)$$

$$\dot{m}_w(0) = \dot{m}_{w1} \quad (3.29)$$

$$h_r(0) = h_{r1} \quad (3.30)$$

$$T_w(0) = T_w(L) \quad (3.31)$$

Las dos primeras condiciones de contorno resultan del hecho de que los parámetros de entrada del aire son conocidos. Para $l = L$ se tiene una relación de humedad de entrada W_1 y una temperatura de entrada de aire T_{a1} . La tercera condición es similar a las dos primeras, en $l = 0$ se tiene un flujo de agua a la entrada \dot{m}_{w1} . La cuarta condición de contorno refleja la entalpía del refrigerante en la entrada ($l = 0$), h_{r1} . La última resulta de asumir estado estacionario y de que al ser un circuito cerrado de la temperatura de recogida del agua $t_w(L)$ debe ser la misma que la de salida de los difusores $t_w(0)$.

Para escribir las ecuaciones y las condiciones de contorno de forma adimensional, primero hay que definir las distintas variables de forma adimensional:

$$\text{Altura } l : l^* = \frac{l}{L} \quad (3.32)$$

$$\text{Temperatura del aire: } T_a^* = \frac{T_a}{T_{a(l=L)}} = \frac{T_a}{T_{a1}} \quad (3.33)$$

$$\text{Relación de humedad del aire: } W^* = \frac{W}{W(l=L)} = \frac{W}{W_1} \quad (3.34)$$

$$\text{Entalpía del aire: } h_a^* = \frac{h_a}{h_{a(l=L)}} = \frac{h_a}{h_{a1}} \quad (3.35)$$

$$\text{Entalpía del refrigerante: } h_r^* = \frac{h_r}{h_{r(l=0)}} = \frac{h_r}{h_{r1}} \quad (3.36)$$

$$\text{Temperatura del agua: } T_w^* = \frac{T_w}{T_{a(l=L)}} = \frac{T_w}{T_{a1}} \quad (3.37)$$

$$\text{Flujo másico de agua: } \dot{m}_w^* = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_w(l=0)} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w1}} \quad (3.38)$$

Las condiciones de contorno adimensionales se escriben de la siguiente forma:

$$W^*(L) = \frac{W(L)}{W_1} = 1 \quad (3.39)$$

$$T_a^*(L) = \frac{T_a(L)}{T_{a1}} = 1 \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_w^*(0) = \frac{\dot{m}_w(0)}{\dot{m}_{w1}} = 1 \quad (3.41)$$

$$h_r^*(0) = \frac{h_r(0)}{h_{r1}} = 1 \quad (3.42)$$

$$T_w^*(0) = T_w^*(L) \quad (3.43)$$

A partir de las ecuaciones diferenciales (3. 2), (3. 5), (3.16), (3.20) y (3.23) y utilizando las variables adimensionales obtenidas en (3.32), (3.33), (3.34), (3.35), (3.36), (3.37), (3.38) se pueden obtener las siguientes ecuaciones diferenciales adimensionales:

$$\frac{dW^*}{dl^*} = R_1 \frac{d\dot{m}_w^*}{dl^*} \quad (3.44)$$

$$\frac{d\dot{m}_w^*}{dl^*} = R_2 \left(\frac{W_{s,w}}{W_1} - W^* \right) \quad (3.45)$$

$$\frac{dh_a^*}{dl^*} = R_3 \left(\frac{h_{s,w}}{h_{a1}} - h_a^* \right) \quad (3.46)$$

$$\frac{dh_r}{dA} = \frac{U_{ext}(T_r - T_w)}{\dot{m}_r} \rightarrow \frac{h_{r1}dh_r^*}{2BLdl^*} = \frac{U_{ext}(T_r - T_{a1}T_w^*)}{\dot{m}_r} \rightarrow \frac{dh_r^*}{dl^*} = R_4 \left(\frac{T_r}{T_{a1}} - T_w^* \right) \quad (3.47)$$

$$\frac{dT_w^*}{dl^*} = \frac{1}{\dot{m}_w^*} \left[R_{51} \left(\frac{h_{s,w}}{h_{a1}} - h_a^* \right) - R_{52} T_w^* \left(\frac{W_{s,w}}{W_1} - W^* \right) - R_{53} \left(\frac{T_r}{T_{a1}} - T_w^* \right) \right] \quad (3.48)$$

Siendo:

$$R_1 = \frac{\dot{m}_{w1}}{W_1 \dot{m}_a} \quad (3.49)$$

$$R_2 = \frac{2BLh_D W_1}{\dot{m}_{w1}} \quad (3.50)$$

$$R_3 = \frac{2BLh_D}{\dot{m}_a} \quad (3.51)$$

$$R_4 = \frac{2BLT_{a1}U_{ext}}{h_{r1}\dot{m}_r} \quad (3.52)$$

$$R_{51} = \frac{2BLh_D h_{a1}}{\dot{m}_{w1}c_{p,w}T_{a1}} \quad (3.53)$$

$$R_{52} = R_2 = \frac{2BLh_D W_1}{\dot{m}_{w1}} \quad (3.54)$$

$$R_{53} = \frac{2BLU_{ext}}{\dot{m}_{w1}c_{p,w}} \quad (3.55)$$

CAPÍTULO 4.- CÁLCULOS

4.1.- Introducción

Una vez explicado el modelo matemático que permite obtener los valores de todas las variables que intervienen en el funcionamiento de un condensador evaporativo, se hace necesario desarrollar un método comprensible para el lector en el que se explique con claridad cuáles son los pasos a seguir para alcanzar el objetivo final propuesto.

Mediante el método de cálculo que se va a exponer se pretende obtener con la mayor facilidad y rapidez posibles el condensador evaporativo que mejor se adapte a las condiciones impuestas.

Para llevar a cabo este proceso, es necesario definir con claridad cuáles van a ser los parámetros fijos y cuáles las variables. Existe una amplia gama de posibilidades para imponer los datos de entrada, por lo tanto se ha optado por elegir el conjunto de datos fijos que represente mejor la realidad del problema a tratar y que permita la mayor facilidad de cálculo posible.

En este proyecto se ha tratado de dar la mayor libertad posible en cuanto a las variables del problema se refiere, limitando al máximo los datos de entrada, ya que así es posible diseñar el condensador evaporativo que mejor se adapte a las condiciones requeridas.

En el cálculo de las variables se tendrá con fin último la máxima eficiencia del condensador. Para ello, partiendo de los datos de entrada, se analizarán las posibles soluciones y se escogerán las que resulten más apropiadas siempre que se cumpla con los datos de partida.

4.2.- Datos de entrada

Los datos de partida sientan la base a partir de la cual se desarrolla el método de cálculo. En este problema es posible que prácticamente cualquier variable que interviene pueda ser considerada un dato fijo.

Para escoger los datos de entrada que mejor se adapten a la realidad se van a fijar los parámetros de entrada del aire, ya que son datos objetivos e invariables, ya que no dependen de ningún otro parámetro del condensador.

En el presente proyecto se van a utilizar dos refrigerantes, el amoníaco y el R-134a, por lo que habrá que escoger entre ambos. También se va a fijar la temperatura de condensación del refrigerante, y por lo tanto, la presión en el interior del banco de tubos. El material de los tubos utilizado será el acero inoxidable 316 o el cobre tipo L.

Finalmente se van a imponer los datos geométricos, principalmente el tamaño máximo posible que puede ocupar el banco de tubos, así como la configuración geométrica de los mismos.

4.2.1.- Datos de entrada del aire

Para el cálculo de cualquier intercambiador de calor las condiciones ambientales deben ser las más desfavorables posibles, ya que en condiciones menos adversas el intercambiador siempre logrará alcanzar su objetivo al requerir sus componentes (bombas, compresores, etc.) una menor potencia que la máxima de diseño para las condiciones más desfavorables.

En la Figura 4. 1 se muestran los datos climatológicos de la provincia de Madrid, recogidos entre 1970 y 2000 [15]. Se observa que la temperatura media máxima mensual se establece en julio con 31.2 °C. El valor de la humedad relativa media máxima referente a los meses de verano es aproximadamente un 50%.

Por otra parte, en la Figura 4. 2 aparecen valores máximos históricos. La temperatura máxima histórica registrada es de 40.6, registrada el 10 de agosto de 2012 y la media máxima mensual más alta es de 35.5 °C, registrada en agosto de 1933.

Por tanto, en el diseño del condensador evaporativo es recomendable imponer unas condiciones de temperatura y humedad de entrada de los aires cercanos a estos valores mencionados, ya que las temperaturas y humedades máximas del aire que se alcancen durante el funcionamiento del condensador serán muy próximas a las escogidas.

Valores climatológicos normales. Madrid

Periodo: 1971-2000 - Altitud (m): 667

Latitud: 40° 24' 43" N - Longitud: 3° 40' 41" O - Posición: Ver localización ▶

Mes	T	TM	Tm	R	H	DR	DN	DT	DF	DH	DD	I
Enero	6.1	9.7	2.6	37	71	6	1	0	5	6	8	148
Febrero	7.9	12.0	3.7	35	65	6	1	0	4	3	6	157
Marzo	10.7	15.7	5.6	26	54	5	0	1	2	1	7	214
Abril	12.3	17.5	7.2	47	55	7	0	1	1	0	5	231
Mayo	16.1	21.4	10.7	52	54	8	0	3	0	0	4	272
Junio	21.0	26.9	15.1	25	46	4	0	3	0	0	8	310
Julio	24.8	31.2	18.4	15	39	2	0	3	0	0	16	359
Agosto	24.4	30.7	18.2	10	41	2	0	2	0	0	14	335
Septiembre	20.5	26.0	15.0	28	50	3	0	2	0	0	9	261
Octubre	14.6	19.0	10.2	49	64	6	0	1	1	0	6	198
Noviembre	9.7	13.4	6.0	56	70	6	0	0	5	1	7	157
Diciembre	7.0	10.1	3.8	56	74	7	1	0	6	4	7	124
Año	14.6	19.4	9.7	436	57	63	4	16	24	16	97	2769

Leyenda

- T Temperatura media mensual/anual (°C)
- TM Media mensual/anual de las temperaturas máximas diarias (°C)
- Tm Media mensual/anual de las temperaturas mínimas diarias (°C)
- R Precipitación mensual/anual media (mm)
- H Humedad relativa media (%)
- DR Número medio mensual/anual de días de precipitación superior o igual a 1 mm
- DN Número medio mensual/anual de días de nieve
- DT Número medio mensual/anual de días de tormenta
- DF Número medio mensual/anual de días de niebla
- DH Número medio mensual/anual de días de helada
- DD Número medio mensual/anual de días despejados
- I Número medio mensual/anual de horas de sol

Figura 4. 1. Histórico de los valores climatológicos en la provincia de Madrid entre 1971-2000. Fuente: Aemet

Madrid

Latitud: 40° 24' 43" N - Longitud: 3° 40' 41" O

Altitud: 667 m - Posición: Ver localización ▶

Intervalos de validez por variables:

Precipitación: 1920-2013 Temperatura: 1920-2013 Viento: 1921-2013

Variable	Anual
Máx. núm. de días de lluvia en el mes	28 (abr 1946)
Máx. núm. de días de nieve en el mes	8 (ene 1941)
Máx. núm. de días de tormenta en el mes	11 (may 1998)
Prec. máx. en un día (l/m2)	87.0 (21 sep 1972)
Prec. mensual más alta (l/m2)	198.4 (nov 1997)
Prec. mensual más baja (l/m2)	0.0 (sep 1988)
Racha máx. viento: velocidad y dirección (Km/h)	Vel 116, Dir 270 (13 mar 1951 09:20)
Tem. máx. absoluta (°C)	40.6 (10 ago 2012)
Tem. media de las máx. más alta (°C)	35.5 (ago 1933)
Tem. media de las mín. más baja (°C)	-2.6 (feb 1956)
Tem. media más alta (°C)	27.9 (ago 1933)
Tem. media más baja (°C)	1.9 (feb 1956)
Tem. mín. absoluta (°C)	-10.1 (16 ene 1945)

Figura 4. 2. Valores extremos recogidos en la provincia de Madrid entre 1920-2013. Fuente: Aemet

El último parámetro del aire a la entrada es la presión atmosférica. Este dato es variable pero no tiene una gran influencia en este problema, por lo que por simplicidad se va a elegir un valor constante e igual a 1 atmósfera, es decir, 1.013 bar.

4.2.2.- Datos de entrada del refrigerante

Los datos de entrada del refrigerante constan del calor que se quiere disipar con el condensador y la temperatura de condensación del refrigerante, y por consiguiente su presión.

Para el presente trabajo se van a utilizar dos de los refrigerantes más utilizados en la industria de los condensadores evaporativos, el R-134a y el amoníaco (R-717). [1] [12] [16].

➤ Refrigerante R-134a

La Figura 4. 3 muestra el diagrama P-h del refrigerante R-134a. Se observa que a medida que aumenta la temperatura de condensación, disminuye la diferencia entre las entalpías del vapor y líquido, y por tanto el calor latente de condensación. Como se ha explicado anteriormente, los fabricantes de condensadores evaporativos recomiendan un rango de temperaturas de condensación entre 30 y 50 °C.

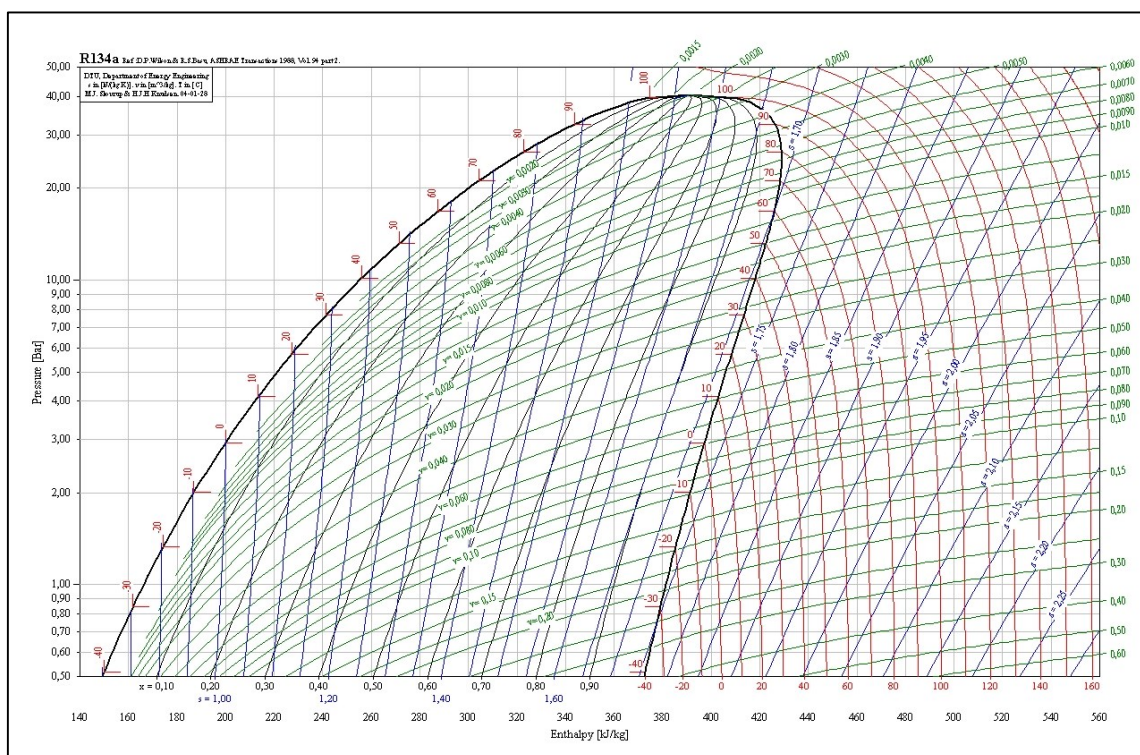


Figura 4. 3. Diagrama P-h del refrigerante R-134a. Fuente: ASHRAE

Utilizando las tablas de saturación del R-134a se pueden obtener los valores de las entalpías de vapor saturado y líquido saturado [16], así como el resto de propiedades térmicas. En la Tabla 4. 1 se observa la evolución de dichas entalpías con la temperatura de condensación.

Tabla 4. 1. Entalpías del refrigerante R-134a.

T _{COND} (°C)	P _{cond} (bar)	h _{Vsat} (kJ/kg)	h _{LSat} (kJ/kg)	h _{LV} (kJ/kg)
30	7.71	414,8	241,7	173,1
32	8.16	415,8	244,6	171,2
34	8.63	416,7	247,5	169,2
36	9.12	417,6	250,5	167,1
38	9.64	418,5	253,4	165,1
40	10.17	419,4	256,4	163
42	10.73	420,3	259,4	160,9
44	11.31	421,1	262,4	158,7
46	11.91	421,9	265,5	156,4
48	12.53	422,7	268,5	154,2
50	13.59	423,4	271,6	151,8

La presión crítica del R-134a es de 40 bar.

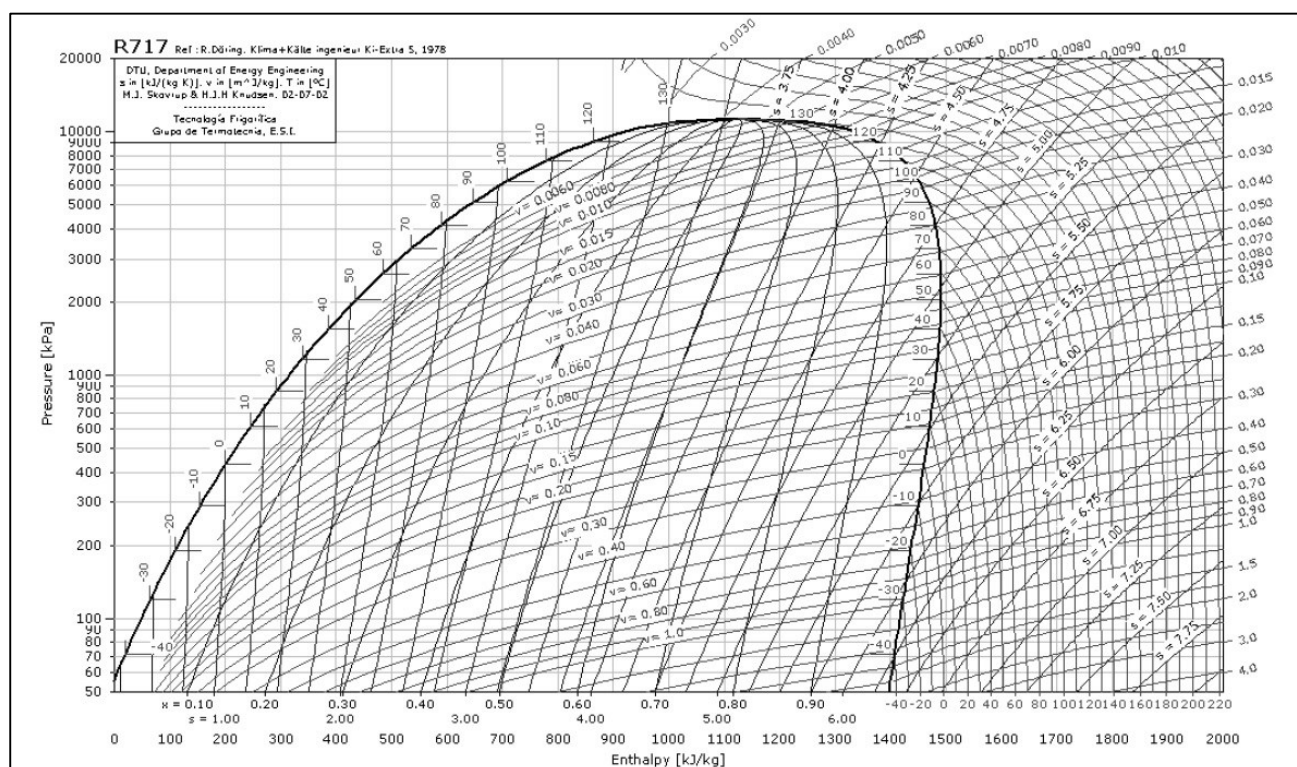


Figura 4. 4. Diagrama P-h del amoníaco (R-717). Fuente:ASHRAE

➤ Refrigerante amoníaco (R-717)

La Figura 4. 4 muestra el diagrama P-h del amoníaco. Respecto al R-134a, se observa que para las mismas temperaturas de condensación, la presión alcanzada en el amoníaco es superior a la del R-134a. Del mismo modo, la entalpía del cambio de fase del amoníaco es superior a la del R-134a para cualquier temperatura. En la Tabla 4. 2 se observa la evolución de dichas entalpías con la temperatura de condensación [16].

Tabla 4. 2. Entalpías del amoníaco (R-717).

T _{COND} (°C)	P _{cond} (bar)	h _{Vsat} (kJ/kg)	h _{LSat} (kJ/kg)	h _{LV} (kJ/kg)
30	11.67	1486	341,8	1144,2
32	12.38	1486,8	351,52	1135,28
34	13.12	1487,6	360,24	1127,36
36	13.90	1488,4	371	1117,4
38	14.70	1489,2	380,8	1108,4
40	15.55	1490	390,6	1099,4
42	16.43	1490,4	400,56	1089,84
44	17.35	1490,8	410,52	1080,28
46	18.30	1491	420,52	1070,48
48	19.30	1491	430,56	1060,44
50	20.33	1491	440,6	1050,4

La presión crítica del amoníaco es de 112 bar.

4.2.3.- Geometría y material del banco de tubos

Como se ha comentado anteriormente, en el presente trabajo se pretende dar la mayor libertad posible de resultados para después escoger el que proporcione la mayor eficiencia energética posible. Por ello, los requisitos sobre la geometría del condensador es el tamaño del banco de tubos.

En la Figura 4. 5 y la Figura 4. 6 se muestran ejemplos de los bancos de tubos y en la Figura 4. 7 aparecen los datos geométricos y la situación del banco en el interior del condensador. En estos parámetros de entrada se indica la altura máxima que puede tener el banco de tubos (H_c), su anchura máxima (W_c), y su longitud máxima (L_s). Las medidas finales que se van a obtener del condensador evaporativo se basarán en estos parámetros de entrada, y respetando unas distancias mínimas entre el banco de tubos y la carcasa del condensador evaporativo.



Figura 4. 5. Banco de tubos (configuración recta y tubos de cobre). Fuente Recold [17]



Figura 4. 6. Banco de tubos (configuración escalonada y tubos de acero inoxidable). Fuente: Evapco

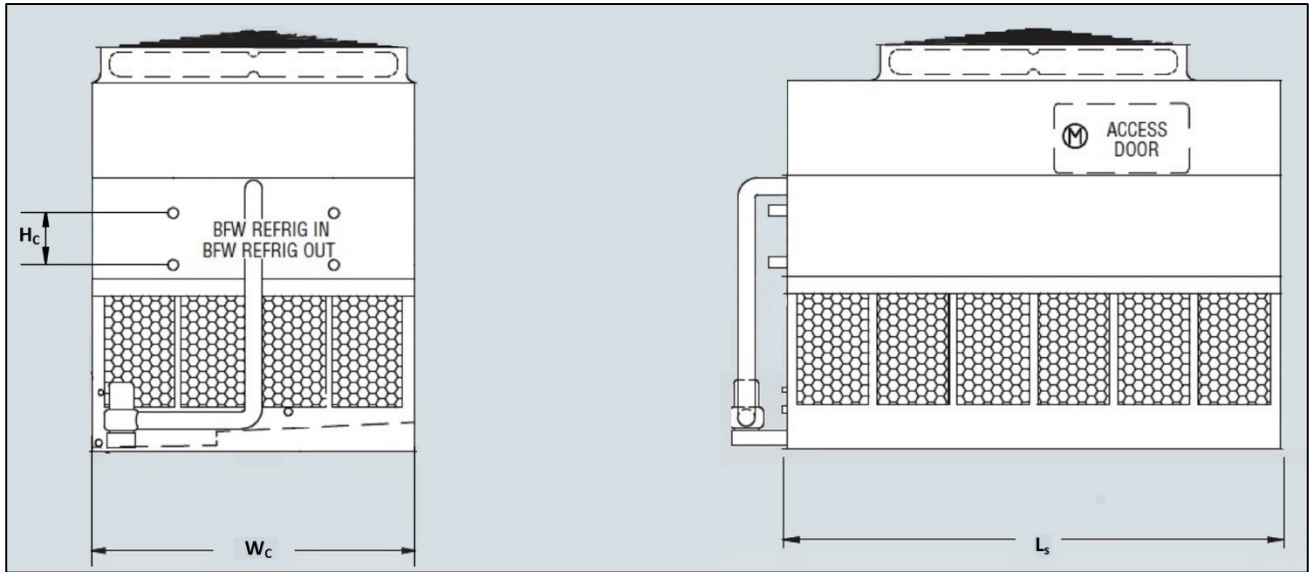


Figura 4. 7. Medidas del banco de tubos. Fuente: Evapco

Existen dos tipos de configuraciones para el banco de tubos, la configuración recta (Figura 4. 5) y la escalonada (Figura 4. 6). Para escoger los valores de S_L , S_T y S_D hay que tener en cuenta que en el condensador evaporativo el flujo de aire recorre verticalmente el banco de tubos. Para ambas configuraciones, los parámetros de entrada son S_L y S_T .

Para obtener S_D en la configuración recta basta con aplicar el teorema de Pitágoras:

$$\begin{aligned} S_D^2 &= S_L^2 + S_T^2 \\ S_D &= \sqrt{S_L^2 + S_T^2} \end{aligned} \quad (4. 1)$$

Y en la configuración escalonada:

$$\begin{aligned} S_D^2 &= S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2 \\ S_D &= \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \end{aligned} \quad (4. 2)$$

Los valores habituales del cociente S_L/D_{ext} para la configuración recta son 1.25, 1.50, 2 y 3; mientras que para la configuración escalonada son 0.6, 0.9, 1, 1.125, 1.25, 1.5, 2 y 3. Para los valores de S_T/D_{ext} se tiene 1.25, 1.50, 2 y 3 para ambas configuraciones.

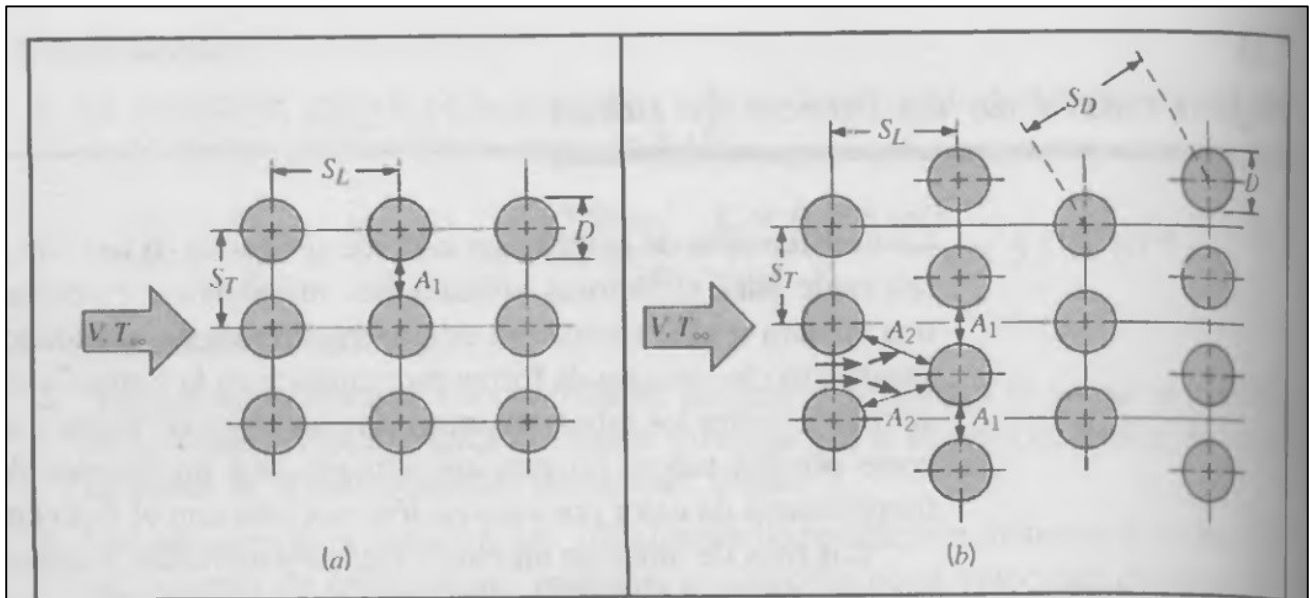


Figura 4. 8. Tipo de bancos de tubos. Configuración recta (a) y Configuración escalonada (b). Fuente: Incropera

Para determinar la relación entre la geometría del banco de tubos y las dimensiones de dicho banco se establecen una serie de relaciones que se detallan a continuación.

➤ Anchura del banco de tubos

De la Figura 4. 8 se puede deducir la anchura del banco en función del número de tubos. Dejando un margen entre los tubos de los extremos y la carcasa igual a la medida del diámetro exterior de los tubos para cada tipo de banco se obtiene:

$$W_c = S_T(N_t - 1) + 3D_{ext} \quad (4.3)$$

➤ Altura del banco de tubos

Observando la Figura 4. 8 también se puede deducir la altura del banco en función del número de tubos. Sin embargo, para la configuración escalonada hay que tener en cuenta, como refleja la Figura 4. 6, que entre cada par de tubos existe una distancia sustancialmente mayor que S_L . Esta distancia, en adelante S_P , se estimará como 3 veces el valor de S_L . Por lo tanto se obtiene:

Configuración recta:
$$H_c = S_L(N_r - 1) + D_{ext} \quad (4.4)$$

Configuración escalonada:
$$H_c = 2 \cdot S_L \frac{N_r}{2} + S_P \left(\frac{N_r}{2} - 1 \right) + D_{ext} \quad (4.5)$$

$$S_P = 3 \cdot S_L$$

➤ Longitud del banco de tubos

La longitud de los tubos es igual a la longitud máxima menos una distancia entre los extremos de los tubos y la carcasa de dos veces el diámetro, obteniéndose:

$$L_T = L_S - 2 \cdot 2 \cdot D_{ext} = L_S - 4D_{ext} \quad (4.6)$$

➤ Material de los tubos

Para el material de los tubos se puede escoger entre dos opciones: la más extendida es el acero inoxidable AISI 316, pero existe la opción alternativa del cobre tipo L. La principal diferencia entre ambos es su conductividad térmica, siendo la del cobre aproximadamente 20 veces superior a la del acero.

Tabla 4. 3. Conductividad térmica del acero AISI 316 y del cobre tipo L

Acero inoxidable AISI 316	$K_{tub} = 16.3 \frac{W}{m \cdot K}$
Cobre tipo L	$K_{tub} = 400 \frac{W}{m \cdot K}$

4.2.4.- Resumen de los datos de entrada

En la Tabla 4. 4 aparecen los datos de entrada mínimos necesarios para comenzar a calcular el resto de variables que permiten el funcionamiento del condensador. Como se ha comentado anteriormente, se pueden fijar más parámetros, como el caudal de agua, de aire, diámetros de los tubos, etc., pero esto induciría a diseños mal dimensionados, con menores eficiencias de las que se pretende calcular.

Tabla 4. 4. Resumen de los datos de entrada

T_{a1}	Temperatura del aire a la entrada (°C)
HR_1	Humedad relativa del aire a la entrada (%)
Q_c	Calor evacuador por el compresor (kW)
T_c	Temperatura de condensación del refrigerante (°C)
H_c	Altura del banco de tubos (m)
W_c	Anchura del banco de tubos (m)
L_s	Longitud del banco de tubos (m)
S_L	Distancia entre tubos paralela al flujo de aire (m)
S_T	Distancia entre tubos perpendicular al flujo de aire (m)
K_{tub}	Conductividad térmica de los tubos (W/m·K)

4.2.5.- Limitaciones en los datos de entrada

Como se verá más adelante, existen ciertas limitaciones en el método de cálculo debido al algoritmo que se utiliza para calcular los resultados. Por ello, se imponen unos límites en los datos de entrada, detallados en la Tabla 4. 5.

Tabla 4. 5. Limitaciones en los datos de entrada

Dato de entrada	Valor mínimo permitido	Valor máximo permitido
Temperatura del aire a la entrada (T_{a1})	10 °C	50 °C
Humedad relativa del aire a la entrada (HR_1)	0 %	100 %
Calor evacuador por el condensador (Q_c)	200 kW	10000 kW
Temperatura de condensación del refrigerante (T_c)	30 °C	50 °C
Altura del banco de tubos (H_c)	0,5 m.	1,2 m.
Altura del banco de tubos (W_c)	1 m.	8 m.
Longitud del banco de tubos (L_s)	1 m.	12 m.
Distancia entre tubos paralela al flujo de aire (S_L)	1,25 x D_{ext}	3 x D_{ext}
Distancia entre tubos perpendicular al flujo de aire (S_T)	1,25 x D_{ext}	3 x D_{ext}

4.3.- Método de cálculo

4.3.1.- Introducción al método de cálculo

Conocidos los valores de los datos de entrada, se procede al cálculo de todas las variables necesarias. En primer lugar, se calcula el caudal másico de refrigerante que circula por los tubos, utilizando el valor del calor evacuado. Con los valores iniciales para el aire se calculan la relación de humedad y la entalpía a la entrada.

Posteriormente, para la configuración de tubos escogida con sus respectivos parámetros de distancias entre tubos, y para varios valores de diámetros, velocidades del refrigerante en el interior de los mismos, flujos másicos de agua, número de filas de tubos y longitud de los tubos, se calcula un rango de valores para el número de tubos, los coeficientes de transferencia de calor, entre otros datos.

Se escogen los datos que proporcionen el mayor UA y para un rango de flujos de agua y de aire iguales se halla una solución inicial de la evolución de las variables, utilizando las ecuaciones diferenciales descritas en el capítulo 3.5. Esta solución inicial contendrá el calor real evacuado por el condensador para cada grupo de datos. Este calor se comparará con el dato introducido y se elegirá el que proporcione el menor error, fijando con esto el flujo másico de agua.

Posteriormente, con el flujo de agua fijo, con un nuevo rango de flujos de aire se ajusta la solución para obtener un menor error. El conjunto de datos que proporcionen el menor error será considerado como la solución final.

Finalmente, para el conjunto de parámetros obtenidos, se hallan los valores restantes de la geometría del condensador, la potencia de la bomba del agua y del ventilador de aire, las pérdidas de carga, etc.

4.3.2.- Cálculo de los datos relativos al aire

Mediante los datos de partida T_{a1} (temperatura del aire a la entrada) y HR_1 (ϕ_1 , humedad relativa del aire a la entrada), se pretenden hallar el resto de parámetros de entrada del aire, es decir, la relación de humedad y la entalpía. Para ello, se utilizan las relaciones que proporciona [18].

La relación de humedad depende de la temperatura y de la humedad relativa del aire y viene determinada por las relaciones psicrométricas:

$$W = \frac{m_v}{m_a} = \frac{p_v V}{R_{gv} T} \frac{R_{ga} T}{p_a V} = \frac{R_{ga}}{R_{gv}} \frac{p_v}{p - p_v} \approx 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.622 \frac{\phi p_{vs}}{p - \phi p_{vs}} \quad (4.7)$$
$$W_1 \approx 0.622 \frac{p_v}{p - p_v} = 0.622 \frac{\phi_1 p_{vs}(T_a)}{p_{atm} - \phi_1 p_{vs}(T_a)}$$

Siendo:

$$\phi_1 = \left(\frac{p_v}{p_{vs}} \right)_{T_a, p_{atm}} \quad (4.8)$$

Cuando el aire está saturado de vapor de agua ($\phi = 100\%$), la presión parcial del vapor de agua depende sólo de la temperatura de acuerdo a la ecuación de Clausius-Clapeyron (Figura 4.9).

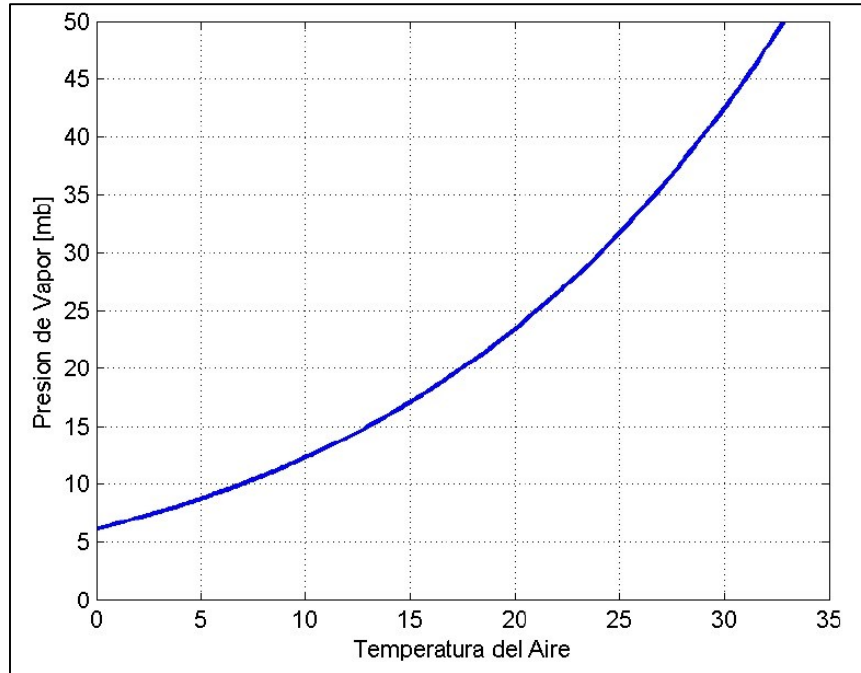


Figura 4.9. Curva de Clausius-Clapeyron

$$\begin{aligned} p_{vs} &= 6.11 \cdot 10^{[7.5 \cdot T / (T + 237.3)]} \\ p_{vs}(T_a) &= 6.11 \cdot 10^{[7.5 \cdot T_a / (T_a + 237.3)]} \\ p_{vs}(T_{bh}) &= 6.11 \cdot 10^{[7.5 \cdot T_{bh} / (T_{bh} + 237.3)]} \end{aligned} \quad (4.9)$$

donde p_{vs} viene expresada en [hPa] y T en [°C].

El cálculo de la relación de humedad en la interfase ($W_{s,w}$) sólo depende de la temperatura del agua, puesto que se encuentra en estado de saturación. Se calcula de forma similar a la del aire, sabiendo que el aire se encuentra en estado de saturación a la temperatura del agua:

$$W_s \approx 0.622 \frac{p_{vs}(T_w)}{p_{atm} - p_{vs}(T_w)} \quad (4.10)$$

Siendo:

$$p_{vs}(T_w) = 6.11 \cdot 10^{[7.5 \cdot T_w / (T_w + 237.3)]} \quad (4.11)$$

Teniendo las relaciones de humedad el siguiente paso es obtener las entalpías; h_a aparece en la ecuación (3. 9) y $h_{s,w}$ en la (3.11):

$$h_a = c_{p,da} \cdot T_a + W(c_{p,v} \cdot T_a + h_{v,ref})$$

$$h_{s,w} = c_{p,da,w} \cdot T_w + W_{s,w}(c_{p,v,w} \cdot T_w + h_{v,ref})$$

La entalpía del aire (h_a) depende de la temperatura del aire (T_a) y de los calores específicos del aire seco ($c_{p,da}$) y del vapor de agua ($c_{p,v}$), evaluados a la temperatura del aire en cada punto del condensador, así como de la relación de humedad (W), que depende de la temperatura del aire (T_a) y de la humedad relativa (ϕ).

Igualmente, la entalpía del aire en la entrefase ($h_{w,s}$) depende de la temperatura del agua (T_w) y de los calores específicos del aire seco ($c_{p,da}$) y del vapor de agua ($c_{p,v}$), pero evaluados a la temperatura del agua, en cada punto del condensador, así como de la relación de humedad ($W_{s,w}$), que sólo depende de la temperatura del agua.

Conocidas todas las variables anteriores es necesario también conocer la temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}), ya que será necesaria en los cálculos posteriores. Esta temperatura es la que alcanza un termómetro cuyo bulbo está rodeado de un medio poroso que se mantiene totalmente mojado cuando se lo pone en contacto con una corriente gaseosa. Realizando un balance de energía entre la energía ocupada en la evaporación y la energía extraída al enfriar la masa de aire en el entorno del bulbo húmedo, se obtiene:

$$p_v(T_a) = p_{vs}(T_{bh}) - \frac{P_{atm} \cdot c_{p,da}}{622 \cdot h_{fv}} (T_a - T_{bh}) \quad (4. 12)$$

Como se ha indicado en el capítulo 3.2, la entalpía de cambio de fase es aproximadamente igual a la entalpía específica del vapor de agua ($h_{fv} \approx h_v$).

➤ Propiedades termodinámicas

En el Anexo A.4 se detalla con mayor profundidad el cálculo de las propiedades del aire húmedo en función de la temperatura y la presión del aire. Estas relaciones también se extraen de [18].

❖ Densidad

La densidad del aire húmedo es la suma de las densidades del aire seco y del vapor de agua contenido en el aire.

$$\rho_a = \frac{m_d + m_v}{V} = \rho_{as} + \rho_v \quad (4.13)$$

Aplicando la ecuación de los gases ideales:

$$\rho_a = \frac{p}{R_{as}T_a} \left[1 - 0.378 \frac{p_v(T_a)}{p_a} \right] \quad (4.14)$$

❖ Viscosidad dinámica

Esta propiedad de la mezcla se puede determinar como la media ponderada de las viscosidades del aire seco y del vapor de agua:

$$\mu_a = \frac{\mu_{as}X_{as}M_{as} + \mu_vX_vM_v}{(X_{as}M_{as} + X_vM_v)} \quad (4.15)$$

❖ Calor específico

La entalpía específica de la mezcla aire-vapor evaluada a la temperatura del aire se describe en la ecuación (3. 4).

$$c_{p,a} = c_{p,da} + Wc_{p,v}$$

❖ Relación entre las propiedades termodinámicas y la temperatura

Los valores de ρ_{as} , μ_{as} , $c_{p,da}$ y $c_{p,v}$ se pueden considerar constantes e iguales al valor medio de los mismos dentro del rango de temperaturas de entrada del aire (entre 20 y 40 °C).

Tabla 4. 6. Valores medios de las propiedades del aire en el rango de temperaturas de aire dadas

$\rho_{as} = 1.128 \text{ kg/m}^3$
$\mu_{as} = 18.93 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
$c_{p,da} = 1.008 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
$c_{p,v} = 1.883 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Sin embargo, para el caso de ρ_v y μ_v existe una gran variación entre sus valores, por lo que es necesario establecer una correlación dependiente de la temperatura:

$$\rho_v = 6.53 \cdot 10^{-5} \cdot Ta^2 - 2.47 \cdot 10^{-3} \cdot Ta + 0.044 \quad (4.16)$$

$$\mu_v = (0.0397 \cdot Ta + 8.018) \cdot 10^{-6} \quad (4.17)$$

En el caso del aire saturado, se realiza la misma hipótesis que para el aire seco, por lo que se utilizan los mismos valores obtenidos que para $\rho_{as,w}$, $\mu_{as,w}$, $c_{p,da,w}$, $\rho_{v,w}$, $\mu_{v,w}$ y $c_{p,v,w}$.

Por lo tanto, la entalpía del aire (h_a) dependerá de la temperatura del aire y de la humedad relativa y la entalpía del aire en la interfase ($h_{s,w}$) sólo dependerá de la temperatura del agua.

4.3.3.- Cálculo de los datos relativos al agua

Como se ha explicado en el Capítulo 3, la temperatura del agua que sale por los pulverizadores debe ser la misma que la del agua recogida que impulsa la bomba. En el Anexo A.4 también se detallan los cálculos de las propiedades del agua.

➤ Propiedades termodinámicas

Los valores de ρ_w y c_w se toman como constantes e iguales a la media de los valores dentro del rango de posibles temperaturas del agua (entre 20 y 50 °C).

Tabla 4. 7. Valores medios de las propiedades del agua en el rango de temperaturas de agua dadas.

$\rho_w = 993.0 \text{ kg/m}^3$
$c_{p,w} = 4.179 \text{ kJ/kg} \cdot K$

Para el caso de μ_w existe una mayor variación entre sus valores, por lo que es necesario establecer una correlación dependiente de la temperatura:

$$\mu_w = (0.171 \cdot T_w^2 - 26.91 \cdot T_w + 1460.5) \cdot 10^{-6} \quad (4.18)$$

4.3.4.- Cálculo de los datos relativos al refrigerante

En este apartado se van a utilizar los datos obtenidos en el capítulo 4.2.2. Para hallar el valor del flujo másico de refrigerante se realiza un sencillo balance de energía por unidad de masa de refrigerante en el conjunto del condensador. Con el valor de entrada de Q_c se halla el valor del flujo másico de refrigerante.

$$q_c = h_{rv} - h_{rl} \quad (4.19)$$

Sabiendo que:

$$Q_c = m_r \cdot q_c \rightarrow m_r = \frac{Q_c}{q_c} \quad (4.20)$$

➤ Propiedades termodinámicas

Para hallar estas propiedades en el estado de vapor y líquido saturado es necesario establecer las temperaturas a las que se encuentra el refrigerante. Como se ha explicado en el capítulo 4.2.2, el rango de temperaturas de condensación es de 20 °C (entre 30° C y 50°C). Para el estado de vapor se utiliza la temperatura de condensación para la presión dada.

Para el estado de líquido saturado se utiliza la llamada ‘temperatura de película’, siendo esta temperatura un valor medio entre la temperatura de condensación del refrigerante (T_r) y la temperatura del agua (T_w). En el capítulo 4.2.3 se toma un rango de valores del agua entre 20 y 50°C. Por lo tanto, se puede establecer un rango de temperaturas de película entre 25 y 45°C.

En el Anexo A.4 también se detallan todos los cálculos relativos a la variación de las propiedades del refrigerante en función de la temperatura de condensación y la temperatura de película.

Refrigerante R-134a

Las propiedades a la temperatura de vapor saturado se mantienen fijas a lo largo de todo el cálculo ya que la temperatura es constante durante el proceso de condensación del refrigerante. Se establece una relación entre dichas propiedades y la temperatura de condensación para facilitar dicho cálculo.

$$\rho_{r,v} = 1.423 \cdot T_r - 6.115 \quad (4.21)$$

$$\mu_{r,v} = (0.0544 \cdot T_r + 10.729) \cdot 10^{-6} \quad (4.22)$$

$$k_{r,v} = (0.126 \cdot T_r + 11.178) \cdot 10^{-3} \quad (4.23)$$

$$c_{pr,v} = (0.00902 \cdot T_r + 0.789) \cdot 10^3 \quad (4.24)$$

Para el estado de líquido saturado a la temperatura de película, las propiedades del refrigerante sí varían a lo largo del proceso, debido a la variación de la temperatura del agua, por lo que se establece una relación entre dichas propiedades en función de la variación de esta temperatura de película.

$$\rho_{r,l} = -4.098 \cdot T_f + 1309.9 \quad (4.25)$$

$$\mu_{r,l} = (-2.19 \cdot T_f + 250.55) \cdot 10^{-6} \quad (4.26)$$

$$k_{r,l} = (-0.458 \cdot T_f + 93.99) \cdot 10^{-3} \quad (4.27)$$

$$c_{pr,l} = (6.857 \cdot 10^{-5} \cdot T_f^2 + 4.40 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1.371) \cdot 10^3 \quad (4.28)$$

Para la solución inicial del problema se utilizan los valores medios de estas propiedades (entre 30 y 50°C de temperatura de condensación), obteniéndose:

Tabla 4. 8. Valores medios de las propiedades del refrigerante R-134a en el rango de temperaturas de película dadas

$\rho_{r,l} = 1166.4 \text{ kg/m}^3$
$\mu_{r,l} = 173.9 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
$K_{r,l} = 0.0779 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
$c_{pr,l} = 1.474 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Refrigerante amoníaco (R-717)

Se realiza el mismo procedimiento que para el otro refrigerante y para las mismas temperaturas. Se obtiene:

$$\rho_{r,v} = 0.336 \cdot T_r - 1.221 \quad (4.29)$$

$$\mu_{r,v} = (0.0340 \cdot T_r + 8.973) \cdot 10^{-6} \quad (4.30)$$

$$k_{r,v} = (0.234 \cdot T_r + 20.646) \cdot 10^{-3} \quad (4.31)$$

$$c_{pr,v} = (0.0284 \cdot T_r + 2.384) \cdot 10^3 \quad (4.32)$$

$$\rho_{r,l} = -1.574 \cdot T_f + 642.31 \quad (4.33)$$

$$\mu_{r,l} = (-1.144 \cdot T_f + 159.94) \cdot 10^{-6} \quad (4.34)$$

$$k_{r,l} = (-1.98 \cdot T_f + 520.52) \cdot 10^{-3} \quad (4.35)$$

$$c_{pr,l} = (6.114 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 - 0.0265 \cdot T_f + 5.059) \cdot 10^3 \quad (4.36)$$

Tabla 4. 9. Valores medios de las propiedades del amoniaco en el rango de temperaturas de película dadas

$\rho_{r,l} = 587.2 \text{ kg/m}^3$
$\mu_{r,l} = 119.9 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
$K_{r,l} = 0.451 \text{ W/m} \cdot \text{K}$
$c_{pr,l} = 4.910 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

4.3.5.- Procedimiento de cálculo

Cálculos previos

Una vez conocidos los valores de los datos de entrada reflejados en la Tabla 4. 4, se procede a hallar el resto de datos necesarios para comenzar el cálculo de las variables.

En primer lugar se calculan los parámetros de entrada del aire, utilizando para ello la temperatura de entrada (T_{a1}) y la humedad relativa (HR_1). Mediante la ecuación (4. 9) y utilizando T_{a1} se obtiene la presión de vapor saturado a la temperatura del aire (P_{VSAT}) y con este valor y la humedad relativa a la entrada del condensador (HR_1) se halla la relación de humedad a la entrada (w_1) utilizando la ecuación (4. 7). Esta es la primera variable de las ecuaciones para la que se va a estudiar su evolución a lo largo de los tubos del condensador. Mediante la ecuación (4. 12) y utilizando (4. 9) y (4. 7) se puede obtener la temperatura de bulbo húmedo a la entrada, que será la que marque el comportamiento del condensador evaporativo.

Con el valor del calor evacuado por el condensador (Q_c) y la temperatura de condensación (T_c), y utilizando las ecuaciones (4. 19) y (4. 20) se obtiene fácilmente el flujo másico de refrigerante que debe circular por los tubos (M_r).

Con la elección del refrigerante se definen los valores de la presión de los tubos y de las entalpías del vapor y del líquido saturado, así como de la entalpía de cambio de fase. Dichos valores se extraen de la Tabla 4. 1 en el caso de seleccionar el R-134a y la Tabla 4. 2 en el caso del amoniaco. Además, al elegir el refrigerante, se fijan los valores de las propiedades térmicas del vapor saturado para el refrigerante deseado, según las ecuaciones (4. 21) a (4. 36). También se obtienen las propiedades del líquido saturado para la solución inicial, según la Tabla 4. 8 y la Tabla 4. 9.

Tabla 4. 10. Diámetros del banco de tubos. Fuente: DuPont

Dext (pulg.)	1/2	5/8	3/4	7/8	1
Dext (mm.)	12.7	15.875	19.05	22.225	25.400
Dint (mm.)	8	10.9	13.8	16.9	19.9

Mediante la elección del material de los tubos se fija el valor de la conductividad térmica de dichos tubos (K_{tub}), reflejados en la Tabla 4. 3.

El rango de diámetros de los tubos para los que se va a realizar el cálculo aparece reflejado en la Tabla 4. 10. Para este rango de diámetros, y utilizando los valores de separación de los tubos S_T/D_{ext} y S_L/D_{ext} (Figura 4. 8), así como el tipo de configuración (recta o escalonada) se obtienen dos rangos de valores de S_T y S_L en función del diámetro exterior de los tubos. Así mismo, se calculan los valores de S_D y S_p según (4. 1), (4. 2) y (4.5).

Se define un rango de velocidades del refrigerante en estado líquido entre 0.8 y 3 m/s. [19]. Para valores inferiores a 0.8 m/s. se produce una alta deposición de partículas en las paredes de los tubos, aumentando la resistencia por ensuciamiento. El límite superior se impone ya que para valores superiores se produciría una importante erosión y corrosión en los tubos.

Correlaciones y solución inicial

A continuación se van a hallar los posibles valores del número de tubos y las correlaciones para obtener los coeficientes de transferencia de calor.

Además de los rangos hallados de diámetros y velocidades del refrigerante, se toma un rango de valores de paso por el condensador entre 1 y 25, siendo el número de filas de tubos (N_r) el doble que el número de pasos por el condensador, es decir, entre 2 y 50. Se considera que el límite superior de este rango es más que suficiente para satisfacer el valor máximo de calor evacuado por el condensador con el que se va a trabajar en el presente trabajo, 10 MW.

También se toma un rango de longitudes del banco de tubos (L_T , obtenido mediante (4. 6)) entre un 10% y el 100% de este valor.

Finalmente, se toma un conjunto de valores del flujo másico de agua por unidad de longitud, dividido entre el diámetro exterior (Γ/D_{ext} , ecuación (A.3.14)) entre 0.2 y 6 kg/s·m². Esta es la mejor manera de establecer un rango de flujos másicos de agua, puesto que la correlación (explicada con más detalle en el Anexo A.3), acota estos valores para el cual es posible utilizarla.

Para los rangos indicados de D_{ext} , $v_{r,LIQ}$, N_r , L_T y Γ/D_{ext} se van a calcular los posibles valores del número de tubos (N_t) y los coeficientes de transferencia de calor del refrigerante, del agua y el coeficiente global de transferencia de calor referida al área externa de los tubos.

El flujo másico que circula por los tubos corresponde a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_r = \rho_{r,l} \cdot v_{r,l} \cdot A_f = \rho_{r,l} \cdot v_{r,LIQ} \cdot \frac{\pi D_{int}^2}{4} \cdot N_t \quad (4. 37)$$

Es posible obtener un rango de valores del número de tubos que tiene el condensador como:

$$N_t(D_{int}, v_{r,l}) = \frac{4 \cdot \dot{m}_r}{\rho_{r,l} \cdot v_{r,l} \cdot \pi \cdot D_{int}^2} \quad (4.38)$$

Sabiendo los rangos de N_t también se puede obtener fácilmente un rango de valores para el flujo másico que circula por un solo tubo:

$$\dot{m}_r = \dot{m}_{rT} N_t \rightarrow \dot{m}_{rT}(D_{int}, v_{r,l}) = \frac{\dot{m}_r}{N_t} \quad (4.39)$$

A continuación se calculan los números de Reynolds (Re_r) y de Prandtl (Pr_r) en las fases de vapor saturado y líquido saturado (ecs. (A.3. 8), (A.3. 9) y (A.3.10)) para hallar la correlación del coeficiente de transferencia de calor del refrigerante ($h_{c,r}$). Conocidos estos datos, se hallan los posibles valores de $h_{c,r}(D_{int}, v_{r,l})$ con las ecuaciones (A.3. 4) a (A.3. 7).

Posteriormente, con el rango de Γ/D_{ext} se van a hallar los posibles valores del coeficiente de transferencia de calor del agua ($h_w(\Gamma/D_{ext})$, ec. (A.3.13)), y finalmente el coeficiente global de transferencia de calor $U_{ext}(D_{ext}, v_{r,LIQ}, \Gamma/D_{ext})$ utilizando para ello la ecuación (A.3.31).

En la Tabla 4. 11 se reflejan los valores característicos de los factores de impureza para los distintos fluidos que intervienen en el condensador. Para el agua se utilizará un valor de $1.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$ y para el refrigerante se tomará un valor medio entre el estado líquido y el estado de vapor de $1.5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$.

Tabla 4. 11. Factores de impureza representativos. Fuente: Incropera

Fluido	Factor de impureza ($\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$)
Agua (temperatura inferior a 50°C)	$1.5 \cdot 10^{-4}$
Vapor (no aceitoso)	10^{-4}
Líquidos refrigerantes	$2 \cdot 10^{-4}$

Una vez obtenido el coeficiente global de transferencia de calor, el siguiente paso es estimar el rango de valores del área exterior de los tubos, utilizando los rangos de D_{ext} , $v_{r,l}$, N_r y L_T , tal y como se muestra en la ecuación (4. 40). Finalmente, con todos los rangos de valores descritos (D_{ext} , $v_{r,l}$, Γ , N_r , L_T), se halla el conjunto de valores obtenidos para el producto $U_{ext} A_{ext}$.

$$A_{ext}(D_{ext}, v_{r,l}, N_r, L_T) = \pi D_{ext} L_T N_r N_t \quad (4.40)$$

A partir de aquí es posible resolver el problema de varias formas. En el presente trabajo se ha optado por hallar el mayor valor del producto $U_{ext}A_{ext}(D_{ext}, v_{r,l}, \Gamma, N_r, L_T)$, ya que esto favorece la transferencia de calor del refrigerante al agua, proporcionando una menor diferencia de temperatura entre estos fluidos. Pero una diferencia de temperatura demasiado baja podría proporcionar valores de $U_{ext}A_{ext}$ y Q_c muy superiores al valor real del calor evacuado por el condensador.

La mejor solución a este problema es utilizar un método iterativo, variando el incremento de temperatura entre el refrigerante y el agua ΔT_{rw} . Como es sabido, este valor fluctúa en el interior del condensador, por lo que se va a comparar el valor del calor estimado mediante las ecuaciones diferenciales y el valor real (dato).

$$Q_c = U_{ext}A_{ext}(T_r - T_w) = Q_c = U_{ext}A_{ext}\Delta T_{rw} \rightarrow \Delta T_{rw}(D_{ext}, v_{r,l}, \Gamma, N_r, L_T) = \frac{Q_c}{U_{ext}A_{ext}} \quad (4.41)$$

$$err\Delta T_{rw} = abs\left(\frac{\Delta T_{rw} - \Delta T_{rw,ideal}}{\Delta T_{rw,ideal}}\right) \quad (4.42)$$

Para comenzar las iteraciones, se selecciona un valor inicial de $\Delta T_{rw,ideal} = T_r - T_w = 6^\circ$, un valor basado en datos empíricos de condensadores evaporativos reales. Entonces, se estima el error relativo al comparar los valores de ΔT_{rw} con los obtenidos a partir del rango de los datos utilizados $(D_{ext}, v_{r,l}, \Gamma, N_r, L_T)$, mediante la ecuaciones (4.41) y (4.42).

Una vez obtenidos todos los datos, es obligado descartar algunos de estos. Conociendo los rangos para D_{ext} , N_t y N_r , se pueden conocer todos los posibles valores de la anchura (w_c) según la ecuación (4.3) y la altura del banco de tubos (h_c), con las ecuaciones (4.4) y (4.5) dependiendo si la configuración es recta o escalonada. Si alguno de estos valores superara las dimensiones máximas permitidas de H_c y W_c (datos de entrada), se descartaría puesto que no cumpliría este requisito.

También es necesario descartar algunos valores debido al error relativo entre las diferencias de temperaturas. Para ello, se impone un error máximo del 20%. Un error inferior puede inducir a descartar conjuntos de parámetros válidos, ya que el incremento de temperaturas es sólo un valor orientativo puesto que varía a lo largo del condensador.

Si para las imposiciones de la anchura y altura máxima del condensador, así como del error relativo de temperaturas, no se encontrara ningún valor que cumpliera estos requisitos, no sería posible continuar con el cálculo del condensador, teniendo que modificar los datos iniciales de anchura y altura máxima del condensador.

Si por el contrario existen conjuntos de valores de $D_{ext}, v_{r,l}, \Gamma/D_{ext}, N_r, L_T$ que cumplan todos los requisitos exigidos, el siguiente paso elegir el conjunto que proporcione el mayor

valor de UA. Además de estos, se fijan todos los demás datos dependientes de los mismos. Todos valores fijados aparecen en la Tabla 4. 12.

Tabla 4. 12. Datos fijados que proporcionan el mayor área de intercambio

D_{ext}	Temperatura del aire a la entrada ($^{\circ}\text{C}$)
D_{int}	Humedad relativa del aire a la entrada (%)
$v_{r,l}$	Calor evacuador por el compresor (kW)
S_T	Distancia entre tubos perpendicular al flujo de aire (m)
S_L	Distancia entre tubos paralela al flujo de aire (m)
N_t	Número de tubos
N_r	Número de filas de tubos
\dot{m}_{rT}	Flujo másico de refrigerante por cada tubo
w_C	Anchura del banco de tubos (m)
h_C	Altura del banco de tubos (m)
l_s	Longitud del banco de tubos (m)
h_r	Coefficiente de transferencia de calor del refrigerante ($\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$)
Γ/D_{ext}	Flujo másico de agua por unidad de área ($\text{kg/s}\cdot\text{m}^2$)
h_w	Coefficiente de transferencia de calor del agua ($\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$)
U_{ext}	Coefficiente global de transferencia de calor ($\text{kW/m}^2\cdot^{\circ}\text{C}$)
A_{ext}	Área exterior de los tubos (m^2)

Resolución de las ecuaciones diferenciales

Como se ha explicado anteriormente, estas ecuaciones calculan la evolución de la relación de humedad del aire (w_a), el flujo másico de agua (\dot{m}_w), la entalpía del aire (h_a), la entalpía del refrigerante (h_r) y la temperatura del agua. Para completar el estudio del condensador evaporativo también se va a obtener la evolución de la temperatura del aire (T_a , temperatura de bulbo seco) y la temperatura de bulbo húmedo (T_{bh}). Para calcular dichas temperaturas a lo largo de los tubos se utilizan las ecuaciones psicrométricas del capítulo 4.3.2 y las variables adimensionales w^* y h_a^* obtenidas en cada punto del condensador.

Del mismo modo, se obtiene la relación de humedad del aire saturado a la temperatura del agua (w_s) y la entalpía del aire saturado a dicha temperatura ($h_{s,w}$), en este caso utilizando las ecuaciones psicrométricas (3.11), (4. 10) y (4. 11), y utilizando la variable adimensional de la temperatura del agua (T_w^*).

Las propiedades térmicas del aire se calculan según las ecuaciones (A.4. 5) para ρ_a , (A.4. 6) y (A.4. 8) para μ_a y (3.12) para $c_{p,a}$, utilizando el resto de datos de las tablas del Anexo A.5 en la parte dedicada al aire, así como las variables relativas al aire T_a , w^* y h_a^* . Para las del agua, se utilizan los valores de la Tabla 4. 7, así como la ecuación (4. 18) y la variable del agua T_w^* .

Para las propiedades del refrigerante, las del vapor saturado se mantienen constantes y se obtienen introduciendo el valor de la temperatura de condensación en las ecuaciones (4. 21) a (4. 24) para el R-134a y (4. 29) a (4. 32) para el amoníaco. Las del líquido saturado

dependen de la variable adimensional del agua T_w^* y se calculan introduciendo la temperatura de película (T_f) en cada punto del condensador en las ecuaciones (4. 25) a la (4. 28) para el R-134a y (4. 33) a (4. 36) para el amoníaco.

Es importante saber que el cálculo de las ecuaciones diferenciales adimensionales (capítulo 3.5) con condiciones de contorno se refiere a la evolución de estas variables descritas a lo largo de un condensador con un solo tubo, por lo tanto, tanto el flujo másico de refrigerante, como el del aire y el del agua deben estar referidos a un solo tubo.

Utilizando la ecuación (A.3.15) se llega a obtener el flujo másico de agua (ec. (4.43). La ecuación (4.44) asigna el flujo másico de agua por tubo, siendo el del aire igual al del agua en esta primera aproximación a la solución.

$$\dot{m}_w = \frac{\Gamma}{D_{ext}} \cdot 2N_t S_l L_t \quad (4.43)$$

$$\dot{m}_{wT} = \frac{\dot{m}_w}{N_t} = \frac{\Gamma}{D_{ext}} \cdot 2S_l L_t \quad (4.44)$$

Una vez obtenidos todos los datos anteriores se procede a resolver las ecuaciones. Primeramente se calculan los coeficientes de transferencia de calor, como se ha descrito en la solución inicial, sólo que en esta ocasión las propiedades térmicas de los fluidos dependen de las temperaturas de los mismos, por lo que van a arrojar un resultado similar a un caso real.

Además de estos coeficientes se calcula el coeficiente de transferencia de masa según las ecuaciones (A.3.34) a (A.3.39) y haciendo uso de \dot{m}_w^* .

Con el coeficiente de transferencia de masa es posible hallar el coeficiente de transferencia de calor entre el aire y el agua, utilizando la ecuación (A.1.21), ya que se habían simplificado las ecuaciones diferenciales igualando el número de Lewis a 1. Por lo tanto, se obtiene:

$$Le = \frac{h_c}{h_D c_{p,m}} = 1 \rightarrow h_c = h_D c_{p,m} \quad (4.45)$$

Con el valor de h_c es posible obtener el flujo de calor transferido desde la superficie del agua al aire, utilizando para ello la ecuación (A.1.22).

Con todos los coeficientes de transferencia de calor y masa se proceden a resolver las ecuaciones, según el explicado en el capítulo 3.5. Los resultados obtenidos corresponden a los valores adimensionales a la salida del condensador evaporativo para w^* , \dot{m}_w^* , h_a^* , h_r^* y T_w^* .

Iteraciones

Para hallar los valores reales de estas variables a la salida del condensador sólo hay que deshacer el cambio en las ecuaciones (3.33) a (3.38). El dato más relevante para obtener la solución final es la entalpía del refrigerante a la salida (h_{r2}). Este valor debe ser igual al valor de la entalpía del líquido saturado del refrigerante ($h_{r,l}$).

Combinando las ecs. (3.18) y (3.19), refiriéndolas al flujo de refrigerante que circula por un tubo se llega a la ecuación (4.50). El calor estimado se calcula utilizando el valor de h_{r2} en lugar del de $h_{r,l}$ (4.51). Finalmente, el error relativo entre ambos calores viene dado por la ecuación (4.52).

$$Q_{C,real} = -\dot{m}_{rT} N_t (h_{r,l} - h_{r,v}) \quad (4.46)$$

$$Q_{C,est} = -\dot{m}_{rT} N_t (h_{r,2} - h_{r,v}) \quad (4.47)$$

$$err_{ini} Q_C = \frac{Q_{C,real} - Q_{C,est}}{Q_{C,real}} \quad (4.48)$$

Después de haber calculado este error, se van a dar dos opciones, que van a permitir reducirlo hasta un valor del 50%.

- Si $err_{ini} Q_C < -0.5$ ($Q_{C,real} < Q_{C,est}$) se aumenta un grado $\Delta T_{rw,ideal}$, por lo que disminuye $Q_{C,est}$.
- Si $err_{ini} Q_C > 0.5$ ($Q_{C,real} < Q_{C,est}$) se disminuye un grado $\Delta T_{rw,ideal}$, por lo que aumenta $Q_{C,est}$.

Como es lógico, la modificación de $\Delta T_{rw,ideal}$ también modifica el conjunto de los valores hallados en la Tabla 4. 12. Con el error acotado, el siguiente paso es establecer rangos de flujos máscicos de agua y aire hasta reducir el error lo máximo posible.

Soluciones intermedias

Con todos los datos fijados como definitivos, se establece en primer lugar un rango de flujos máscicos de agua basado en el valor final hallado anteriormente y dependiendo del valor error relativo anterior ($err_{ini} Q_C$). El flujo máscico de aire sigue siendo igual al del agua:

- Si $err_{ini} Q_C < -0.4 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 1.3 - 1.8 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $-0.4 < err_{ini} Q_C < -0.3 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 1.2 - 1.6 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $-0.3 < err_{ini} Q_C < -0.15 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 1 - 1.4 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $-0.15 < err_{ini} Q_C < 0 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 0.9 - 1.3 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $0 < err_{ini} Q_C < 0.15 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 0.7 - 1.1 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $0.15 < err_{ini} Q_C < 0.3 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 0.6 - 1 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $0.3 < err_{ini} Q_C < 0.4 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 0.4 - 0.8 \dot{m}_{w,ini}$
- Si $err_{ini} Q_C > 0.4 \rightarrow \text{rango } \dot{m}_w: 0.3 - 0.7 \dot{m}_{w,ini}$

Para el rango de valores de \dot{m}_w y utilizando las ecuaciones diferenciales adimensionales, se hallarán los rangos de $Q_{C,real}$, $Q_{C,est}$ y un nuevo error relativo, $err_{int}Q_C$. El flujo de agua (y aire) que proporcione el menor error relativo, será considerado como el definitivo, siendo el último paso variar el flujo de aire para encontrar la solución óptima.

Solución final

Finalmente, con este valor del flujo másico de agua, se establece un rango de valores del flujo másico del aire, dependiendo de nuevo del mínimo error hallado anteriormente:

- Si el error es inferior a cero, el rango de flujos de aire se establecerá entre 0.9 y 1.3 veces el valor del flujo hallado en la solución final intermedia.
- Si el error es superior a cero, el rango de flujos de aire se establecerá entre 0.7 y 1.1 veces el valor del flujo hallado en la solución final intermedia.

Al igual que en los casos anteriores, el valor del flujo másico de aire que proporcione el menor error relativo será considerado como el definitivo. Este error debe ser inferior a un 5%, sino se considerará que la solución encontrada es errónea.

Resultados

Tras haber alcanzado una solución válida con los parámetros fijados de la Tabla 4.12, y los flujos de aire y de agua, se obtiene la evolución de todas las variables en el interior del condensador evaporativo, es decir, las temperatura del aire (bulbo seco), del bulbo húmedo y del agua, del flujo másico de agua, y de la entalpía del aire y del refrigerante

La eficiencia del condensador se define como:

$$\varepsilon = \frac{h_{r,v} - h_{r,l}}{h_{r,v} - h_{wb,in}} \quad (4.49)$$

La máxima eficiencia se obtiene cuando la entalpía del refrigerante en estado líquido saturado es igual a la entalpía de bulbo húmedo a la entrada del condensador. Esto quiere decir que cuanto menor sea la temperatura de condensación mayor será la eficiencia.

Cálculo del resto de parámetros relativos al condensador evaporativo

Una vez calculados los principales parámetros que gobiernan el funcionamiento del condensador, el siguiente paso es hallar las potencias de los motores de los ventiladores y las bombas. Para ello sería necesario estudiar las curvas características de dichos dispositivos.

En el presente trabajo se intenta obtener un primer cálculo aproximado de las variables que determinan el funcionamiento del condensador evaporativo, por lo que no es necesario realizar un análisis tan exhaustivo de los parámetros de los ventiladores y las bombas.

Por lo tanto, se ofrece un primer cálculo inicial de las potencias de estos dispositivos utilizando un rendimiento típico para estas máquinas.

➤ Potencia de los ventiladores

La potencia del motor que mueve el ventilador se define como:

$$P_{vent} = Q_a \frac{\Delta p_a}{\eta_{vent}} = \frac{\dot{m}_a}{\rho_a} \frac{\Delta p_a}{\eta_{vent}} \quad (4.50)$$

Siendo:

$$\Delta p_a = N_P \chi \left(\frac{\rho_a v_{a,max}^2}{2} \right) f \quad (4.51)$$

El factor de fricción f y el factor de correlación χ se obtienen de la Figura 4. 10. Según M. Izquierdo [20], se puede estimar el rendimiento de los ventiladores en un 70%.

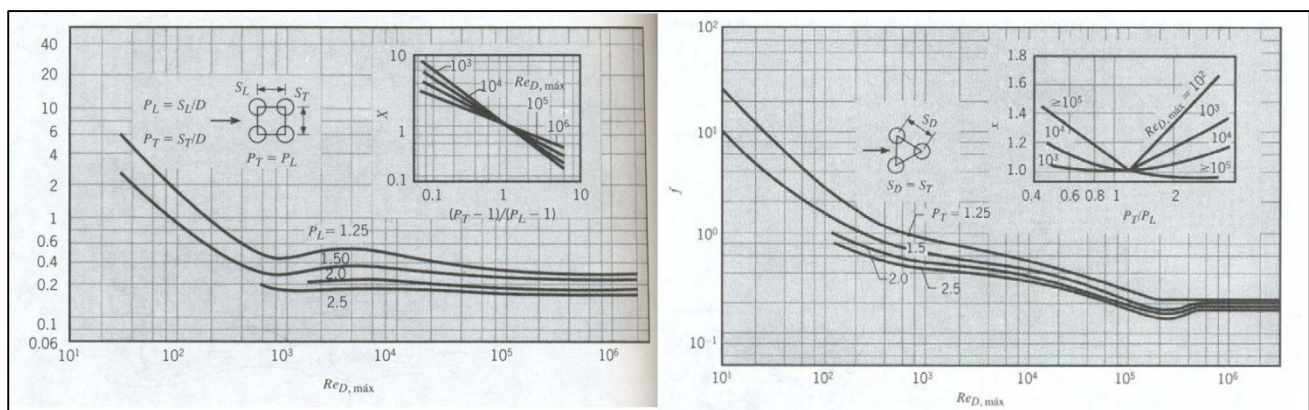


Figura 4. 10. Factor de fricción y factor de correlación para la configuración de tubos recta y escalonada

La estimación de las pérdidas de carga en los ventiladores es también muy compleja de calcular. Utilizando varios catálogos de condensadores evaporativos de la compañía Evapco® [2], se ha obtenido que la potencia total utilizada en los ventiladores se estima entre 6 y 12 W por KW de refrigeración.

➤ Potencia de las bombas de agua

La potencia de la bomba se define como:

$$P_{bomba} = Q_w \frac{\Delta p_w}{\eta_{bomba}} = \frac{\dot{m}_w}{\rho_w} \frac{\Delta p_w}{\eta_{bomba}} \quad (4.52)$$

Siendo:

$$\Delta p_w = \Delta p_{est} + \rho_w g h_c + \Delta p_{fr} = \rho_w g h_c + \frac{f \rho_w u_w^2 L}{2 D_{int}} \quad (4.53)$$

$$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (4.54)$$

Como la bomba recoge el agua y la impulsa a la presión atmosférica no existe una variación de la presión estática. Según M. Izquierdo [20], el rendimiento de la bomba también se estima en un 70%.

Utilizando los mismos catálogos que en el caso anterior, se obtiene un rango de potencias de la bomba de agua entre 1,5 y 2 W por KW de refrigeración.

Ya que el presente trabajo trata de dar una visión a grandes rasgos sobre los condensadores evaporativos, se considera que esta aproximación es bastante acertada para dar una primera estimación para el valor de estas potencias.

➤ Pérdida de carga en los tubos

El cálculo de la pérdida de carga en el interior de los tubos es muy complejo y se obtienen valores con grandes errores. Por ello, se va a estimar una pérdida de carga referida a la presión en el interior de los tubos. Según [20], una buena aproximación para la pérdida de carga en el interior de los tubos de condensador evaporativo sería un 5% de la presión de condensación, es decir, la presión de descarga del compresor debe ser $1.05 \cdot P_{COND}$.

➤ Elección del tipo de condensador

Todos los cálculos realizados anteriormente son válidos para los dos tipos de condensadores evaporativos de flujo cruzado. La elección entre ambos tipos de condensadores requiere un análisis más exhaustivo y preciso de las condiciones en las que va a operar dicho condensador, así como el emplazamiento y factores ambientales.

Debido al diseño general que se propone en este trabajo, la elección del tipo de condensador es indiferente. Por simplicidad, se ha optado por seleccionar el condensador evaporativo en flujo cruzado de tiro inducido (ventiladores axiales).

Al ser un diseño general sin entrar en los detalles específicos, el proceso que se realizará en este tipo de condensadores será hallar el número de ventiladores y bombas necesarias para llevar a cabo el proceso con el mayor rendimiento posible.

4.4.- Implementación del problema en la interfaz de usuario GUI de Matlab

Para llevar a cabo la implementación de las ecuaciones diferenciales adimensionales con condiciones de contorno y todos los cálculos que conlleva hallar la solución óptima del condensador evaporativo, se ha optado por utilizar la aplicación informática Matlab.

Como es sabido, Matlab es un lenguaje de programación, muy útil para resolver problemas de ingeniería como este. Dentro del entorno de Matlab se encuentra la interfaz gráfica de usuario GUI. Con esta interfaz gráfica es posible introducir los datos de manera sencilla y para realizar los cálculos deseados.

Mediante el código implementado en Matlab se resuelven las ecuaciones y los cálculos necesarios para posteriormente, en otra ventana de GUI, ofrecer al usuario de forma ordenada y concisa todos los datos que requeridos.

GUI es un entorno gráfico que permite al usuario interactuar con las distintas opciones que ofrece. Los componentes de una GUI son los de cualquier ventana de un programa: menús, botones, barras de herramientas, etc.

En el presente trabajo no se entrará en detalle en el funcionamiento de GUI, sino que se explicarán aspectos básicos de la aplicación a medida que se exponga cómo se ha realizado el trabajo en este entorno.

La Figura 4. 12 muestra el diagrama de flujo de la aplicación. En el Anexo C se detalla el desarrollo del código completo de Matlab que permite resolver el problema.

Para utilizar esta aplicación es necesario tener instalado Matlab R2011 o superior. Para acceder a la aplicación, en la línea de comandos o Command Window hay que escribir “Condensador_Evaporativo” (Figura 4. 11).

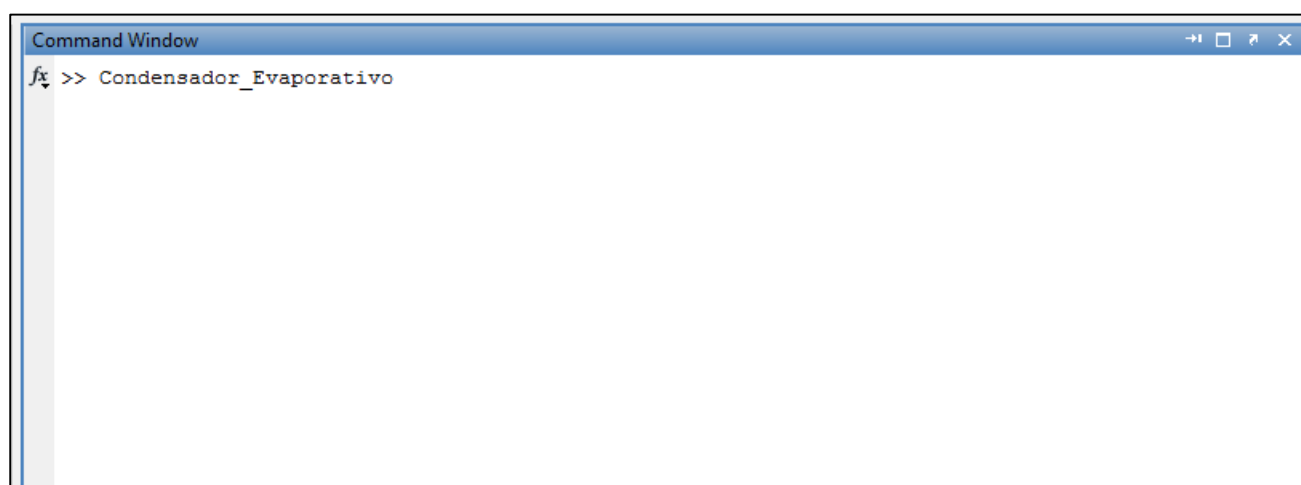


Figura 4. 11. Acceso a la aplicación GU

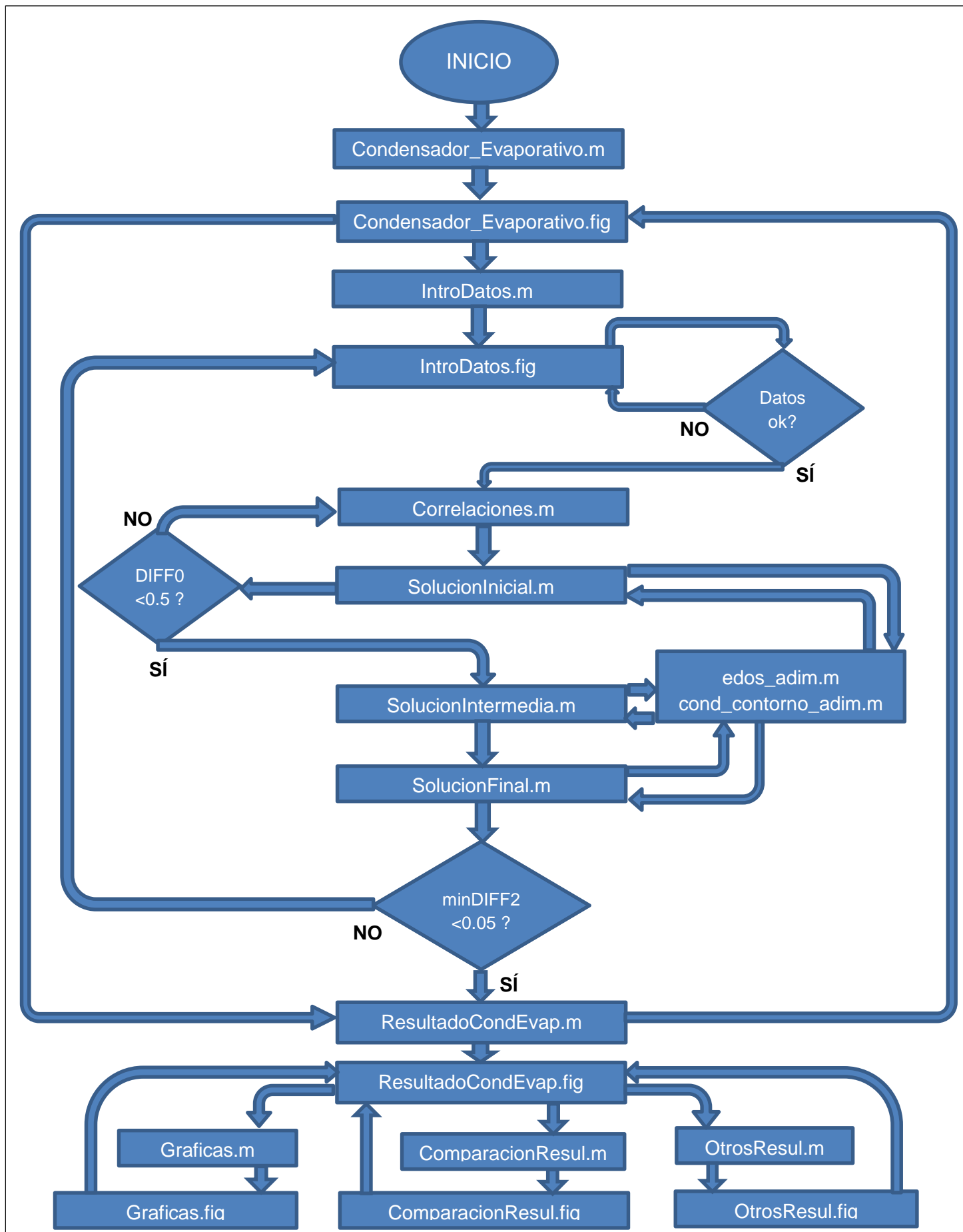


Figura 4. 12. Diagrama de flujo de la aplicación

A continuación se abrirá la portada del programa. En esta ventana (Figura 4. 13), se ofrecen dos opciones: continuar para la introducción de datos o ir directamente a los resultados para analizar posibles datos guardados.



Figura 4. 13. Portada de la aplicación

Si se pulsa en “CONTINUAR”, se accederá a la ventana de introducción de datos (Figura 4. 14).

Figura 4. 14. Ventana de introducción de datos

En esta ventana se ofrecen todas las opciones posibles para la entrada de los datos del condensador.

- Temperatura de entrada del aire ($^{\circ}\text{C}$).
- Humedad relativa (%).
- Flujo de calor evacuado por el condensador (kW).
- Temperatura de condensación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$).
- Altura máxima del banco de tubos, H_c (m.).
- Anchura máxima del banco de tubos, W_c (m.).
- Longitud máxima del banco de tubos, L_s (m.).
- Separación horizontal entre tubos, S_T (m.).
- Separación vertical entre tubos, S_L (m.).
- Tipo de configuración: Recta o escalonada.
- Material de los tubos: Acero 316 o cobre tipo L.
- Refrigerante utilizado: R-134a o amoníaco.

Cuando ya se han seleccionado los datos de entrada, se pulsa el botón “Calcular”. Al pulsarlo, comienza el algoritmo de cálculo (detallado en el Anexo C). Las iteraciones realizadas pueden tardar algunos minutos, por ello se utiliza una barra que avanza con el tiempo (Figura 4. 15).

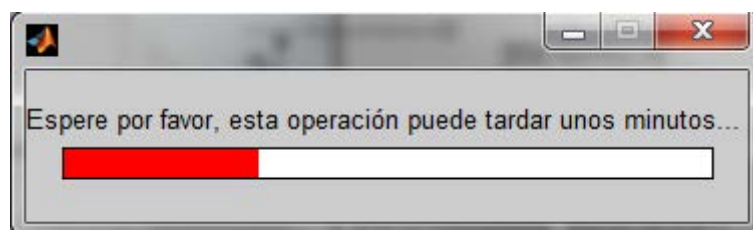


Figura 4. 15. Barra de espera

Si algunos datos se han introducido erróneamente, aparecen pantallas de aviso indicando el problema (ejemplo Figura 4. 16).



Figura 4. 16. Mensaje de aviso

Si al realizar el cálculo no fuera posible encontrar una solución correcta, también aparecerían mensajes indicándolo (ejemplo Figura 4. 17)



Figura 4. 17. Ejemplo de error

Si los cálculos se han realizado correctamente, se cierra la ventana de introducción de datos y se abre la ventana que muestra los resultados.

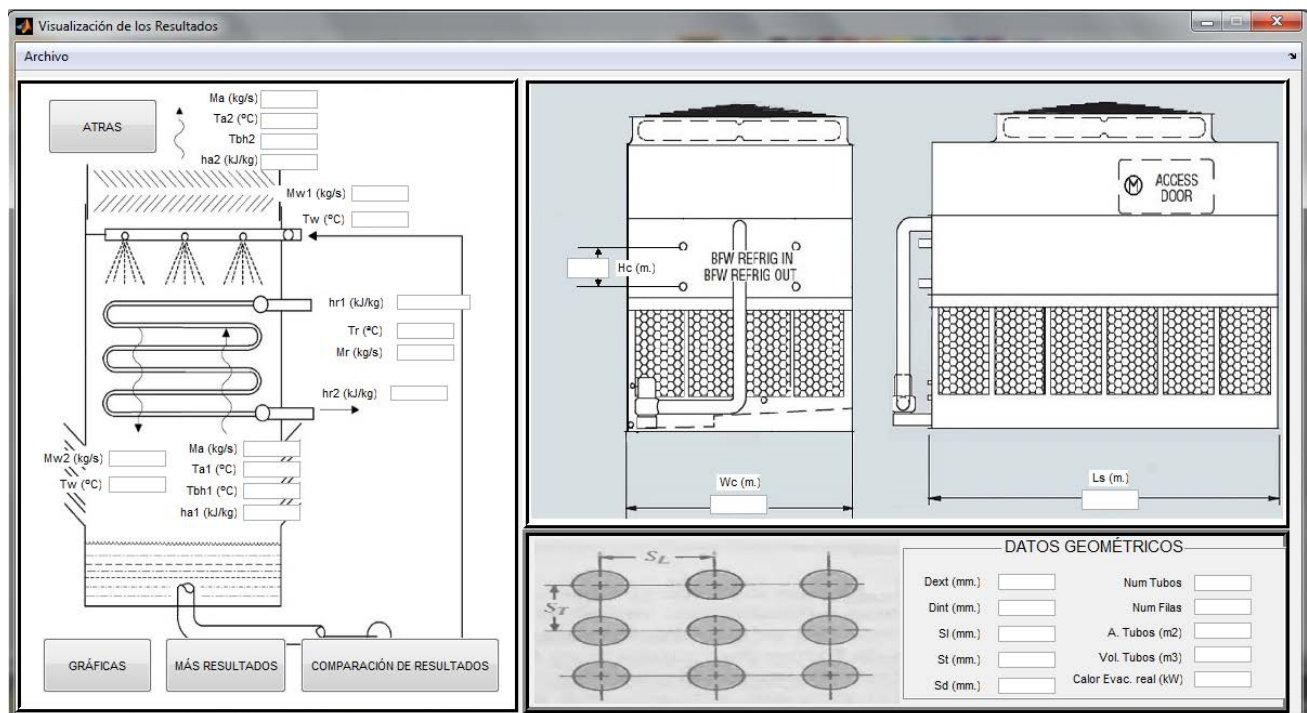


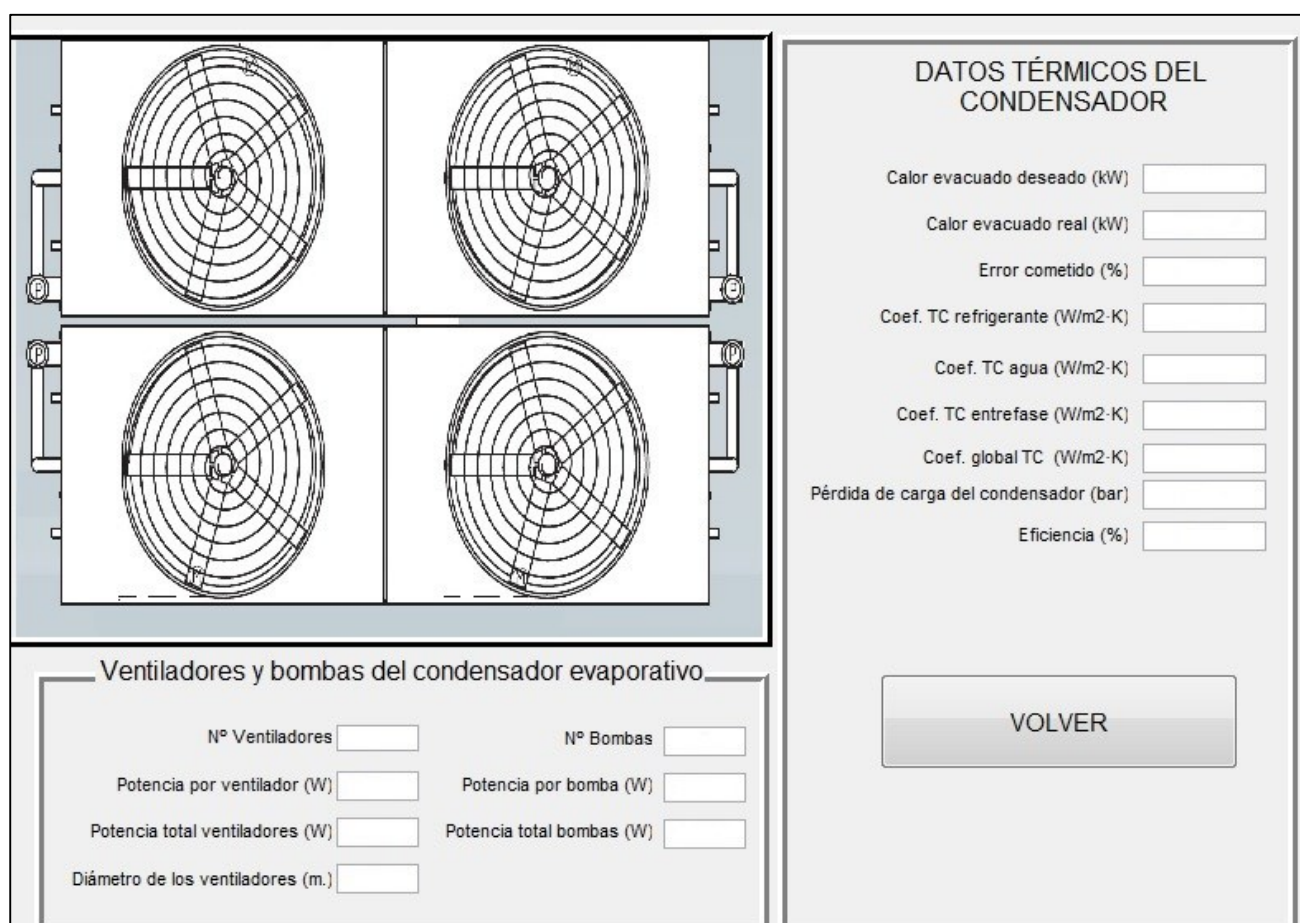
Figura 4. 18. Ventana de resultados

En esta ventana se muestran todos los resultados obtenidos:

- Flujo másico de aire a la entrada y a la salida (kg/s).
- Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo a la entrada y a la salida ($^{\circ}\text{C}$).
- Entalpía del aire a la entrada y a la salida (kJ/kg).
- Flujo másico de entrada y salida de agua (kg/s).
- Temperatura del agua a la entrada y a la salida ($^{\circ}\text{C}$).
- Temperatura de condensación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$).
- Entalpía del refrigerante a la entrada y a la salida (kJ/kg).
- Diámetro exterior e interior de los tubos (m.)
- Parámetros geométricos S_L , S_T y S_D (m.)
- Número de tubos y filas de tubos
- Área ocupada por los tubos (m^2)
- Volumen ocupado por los tubos (m^3)

Pulsando en el botón “MÁS RESULTADOS” se accede a otra ventana, con resultados complementarios a los obtenidos (Figura 4. 19). En esta ventana se obtienen los siguientes datos:

- Nº de ventiladores y bombas
- Potencia consumida por los ventiladores y bombas (W).
- Diámetro de los ventiladores (m.)
- Flujo de calor evacuado por el condensador deseado y real (kW).
- Error cometido (%).
- Coeficientes de transferencia de calor del refrigerante, del agua y de la entrefase, y coeficiente global de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$).
- Pérdida de carga en el condensador (bar).
- Eficiencia (%).



The screenshot displays a software interface for calculating condenser performance. On the left, there are four circular diagrams representing fans, each with a central hub and radial blades. Below these diagrams is a section titled "Ventiladores y bombas del condensador evaporativo" (Evaporator condenser fans and pumps) containing input fields for:

- Nº Ventiladores (Number of fans)
- Nº Bombas (Number of pumps)
- Potencia por ventilador (W) (Power per fan)
- Potencia por bomba (W) (Power per pump)
- Potencia total ventiladores (W) (Total fan power)
- Potencia total bombas (W) (Total pump power)
- Diámetro de los ventiladores (m.) (Fan diameter)

 On the right side, under the heading "DATOS TÉRMICOS DEL CONDENSADOR" (Condenser thermal data), there are input fields for:

- Calor evacuado deseado (kW) (Desired heat rejection)
- Calor evacuado real (kW) (Actual heat rejection)
- Error cometido (%) (Error committed)
- Coef. TC refrigerante ($\text{W/m}^2\text{K}$) (Refrigerant TC coefficient)
- Coef. TC agua ($\text{W/m}^2\text{K}$) (Water TC coefficient)
- Coef. TC entrefase ($\text{W/m}^2\text{K}$) (Interface TC coefficient)
- Coef. global TC ($\text{W/m}^2\text{K}$) (Global TC coefficient)
- Pérdida de carga del condensador (bar) (Condenser pressure drop)
- Eficiencia (%) (Efficiency)

 At the bottom right, there is a button labeled "VOLVER" (Return).

Figura 4. 19. Ventana de resultados complementarios

La ventana de “GRÁFICOS” ofrece la evolución gráfica de las variables que se han estudiado. En el capítulo 5 se mostrarán algunas de estas gráficas con el ejemplo de aplicación realizado.

“COMPARACIÓN DE RESULTADOS” ofrece los parámetros obtenidos para el condensador refrigerado por aire y el refrigerado por agua (utilizando una torre de refrigeración), utilizando las mismas condiciones de entrada que para el condensador evaporativo (Figura 4. 20).

COMPARACIÓN DE RESULTADOS CON OTROS CONDENSADORES

CONDENSADOR EVAPORATIVO

Ma (kg/s)
Mw1 (kg/s)
Mw2 (kg/s)
Mr (kg/s)
Tr (°C)
Tw (°C)
Incremento T agua
Ta1 (°C)
Temperatura salida aire (°C)
Incremento T aire (°C)
Coef. TC refrigerante (W/m²-K)
Coef. TC aire (W/m²-K)
Coef. global TC (W/m²-K)
Coef. TC entrefase (W/m²-K)
Coef. TC agua (W/m²-K)
Coef. global TC (W/m²-K)
Tubos totales
Nº Pasos condensador
Dext (mm)
Longitud del condensador (m)
A. Tubos (m²)

CONDENSADOR REFRIGERADO POR AIRE

Ma (kg/s) Ma (kg/s)
Mr (kg/s) Mr (kg/s)
Tr (°C) Tr (°C)
Ta1 (°C) Ta1 (°C)
Temperatura salida aire (°C) Temperatura salida aire (°C)
Incremento T aire (°C) Incremento T aire (°C)
Coef. TC refrigerante (W/m²-K) Coef. TC refrigerante (W/m²-K)
Coef. TC aire (W/m²-K) Coef. TC aire (W/m²-K)
Coef. global TC (W/m²-K) Coef. global TC (W/m²-K)
Tubos totales Tubos totales
Nº Pasos condensador Nº Pasos condensador
Dext (mm) Dext (mm)
Longitud del condensador (m) Longitud del condensador (m)
A. Tubos (m²) A. Tubos (m²)

CONDENSADOR REFRIGERADO POR AGUA Y TORRE DE REFRIGERACIÓN

Mw (kg/s)
Mr (kg/s)
Tr (°C)
Tw1 (°C)
Temperatura salida agua (°C)
Incremento T agua
Coef. TC refrigerante (W/m²-K)
Coef. TC agua (W/m²-K)
Coef. global TC (W/m²-K)
Tubos totales
Nº Pasos condensador
Dext (mm)
Longitud del condensador (m)
Diámetro de la carcasa (m)
A. Tubos (m²)

Datos torre de refrigeración

Ma torre (kg/s)
Temperatura salida aire torre (°C)

VOLVER

Figura 4. 20. Ventana de comparación de resultados

Esta aplicación también ofrece la posibilidad de guardar los datos introducidos en un archivo .mat para su utilización en posteriores usos de la aplicación. Así mismo, también es posible guardar los resultados obtenidos, para realizar un análisis en otro momento.

CAPÍTULO 5.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En el presente capítulo se realizará un ejemplo práctico de aplicación sobre un problema planteado con valores reales, para resolverlo con Matlab. A continuación se compararán los resultados obtenidos en el condensador evaporativo con los que se obtendrían si los condensadores fueran refrigerados por aire o por agua.

5.1.- Ejemplo práctico de aplicación

Los datos de entrada necesarios han sido definidos en el capítulo 4.2. Para este problema es necesario indicar las condiciones atmosféricas extremas en las que puede trabajar el condensador. En este caso, el condensador se encuentra en la Comunidad de Madrid, por lo que se pueden establecer unas condiciones de 38°C de temperatura y 40% de humedad. El resto de datos de entrada se resumen en la Tabla 5. 1.

Tabla 5. 1. Datos de entrada para el ejemplo práctico de aplicación

Temperatura del aire a la entrada (T_{a1})	38 °C
Humedad relativa del aire a la entrada (HR_1)	40 %
Calor evacuador por el condensador (Q_c)	5000 kW
Temperatura de condensación del refrigerante (T_c)	42 °C
Altura del banco de tubos (H_c)	1 m.
Altura del banco de tubos (W_c)	7 m.
Longitud del banco de tubos (L_s)	4 m.
Distancia entre tubos paralela al flujo de aire (S_L)	1,5 x D_{ext}
Distancia entre tubos perpendicular al flujo de aire (S_T)	1,5 x D_{ext}
Configuración de los tubos	Recta
Material de los tubos	Acero Inoxidable 316
Refrigerante utilizado	R-134a

5.2.- Resolución del problema utilizando un condensador evaporativo

Como se ha explicado con anterioridad, la búsqueda de una solución óptima para un condensador evaporativo debe realizarse mediante la resolución de ecuaciones diferenciales ordinarias con condiciones de contorno, implementadas mediante un software de cálculo.

También se ha explicado el método de implementación en Matlab, por lo que en este apartado se estudiarán los resultados proporcionados por este método.

En la Figura 5. 1 se muestra la ventana de introducción de los datos de entrada con los parámetros que se han definido en la Tabla 5. 1 Así mismo, en la Tabla 5. 2 se muestran los principales parámetros obtenidos a la salida del condensador evaporativo. La Figura 5. 4, Figura 5. 5, Figura 5. 6, Figura 5. 7 y Figura 5. 8 muestran las evoluciones de los principales parámetros que gobiernan el funcionamiento del condensador evaporativo.

DATOS DE ENTRADA

Datos de Entrada

Temperatura del aire (°C) Temperatura de condensación del refrigerante (°C)

Humedad relativa (%)

Flujo de Calor evacuado por el condensador (kW)

Datos del Condensador

Hc (m) St/Dext Sv/Dext

Wc (m)

Ls (m)

Configuración Refrigerante

Material Tubos

Diagrama de flujo de refrigerante: BW REFRIG IN, BW REFRIG OUT

Diagrama de tuberías: SL, ST

Botón: Calcular

Figura 5. 1.Introducción de los datos de entrada

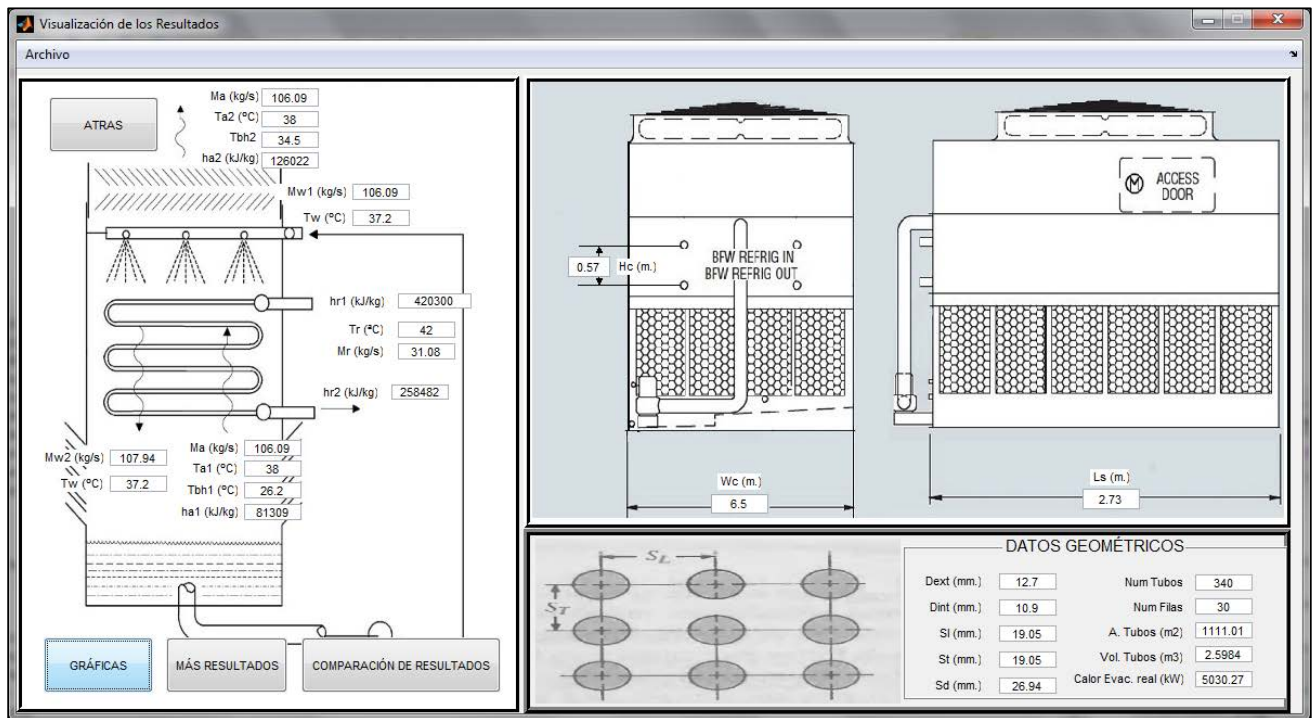


Figura 5. 2. Ventana de resultados principales obtenidos. Se muestran los flujos de entrada y salida de aire, agua y refrigerante, sus temperaturas de entrada y salida, la humedad y factores geométricos como el diámetro de los tubos, el área de estos tubos y su volumen.

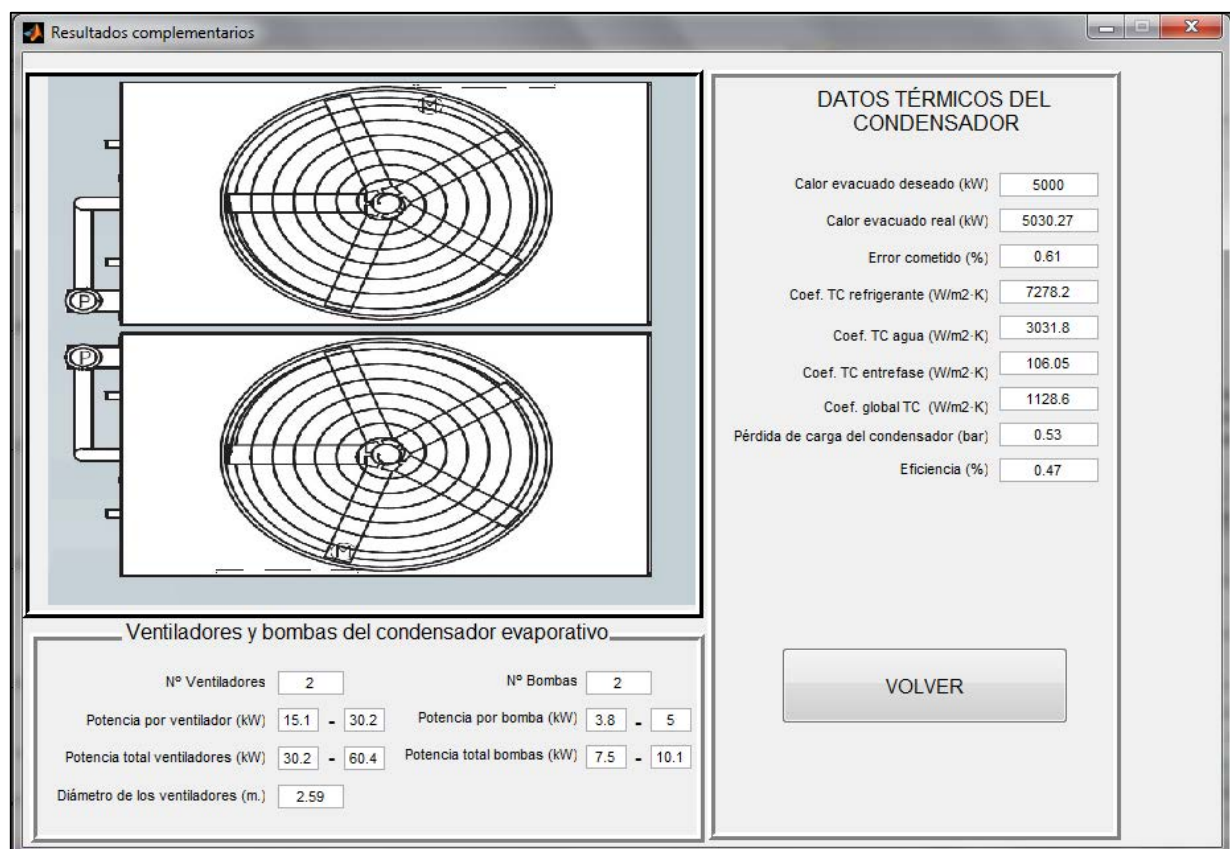


Figura 5. 3. Ventana de resultados secundarios obtenidos. Se muestran los coeficientes de transferencia de calor (refrigerante, agua y entrefase) y el número y la potencia de los ventiladores y bombas necesarios.

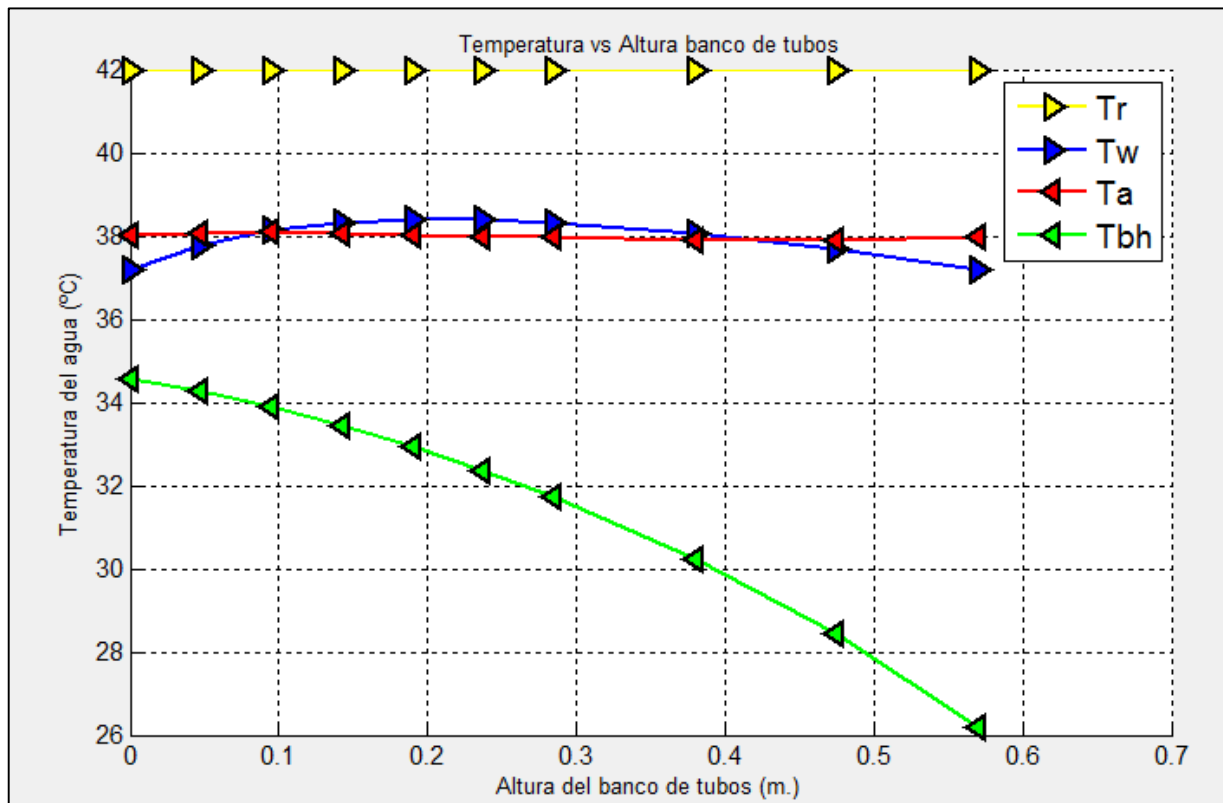


Figura 5. 4. Gráfica correspondiente a la evolución de las temperaturas del refrigerante (amarillo), agua (azul), bulbo seco (rojo) y bulbo húmedo (verde), frente a la altura del banco de tubos.

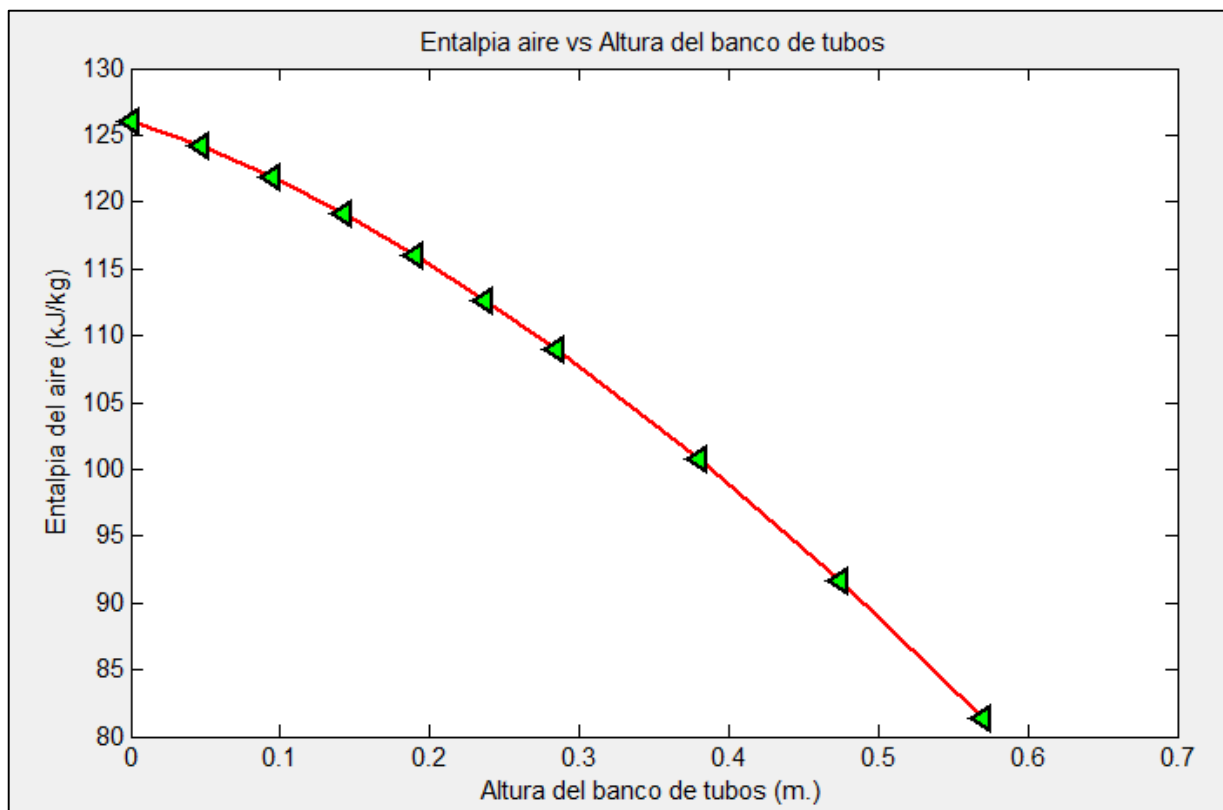


Figura 5. 5. Gráfica correspondiente a la evolución de la entalpia del aire frente a la altura del banco de tubos.

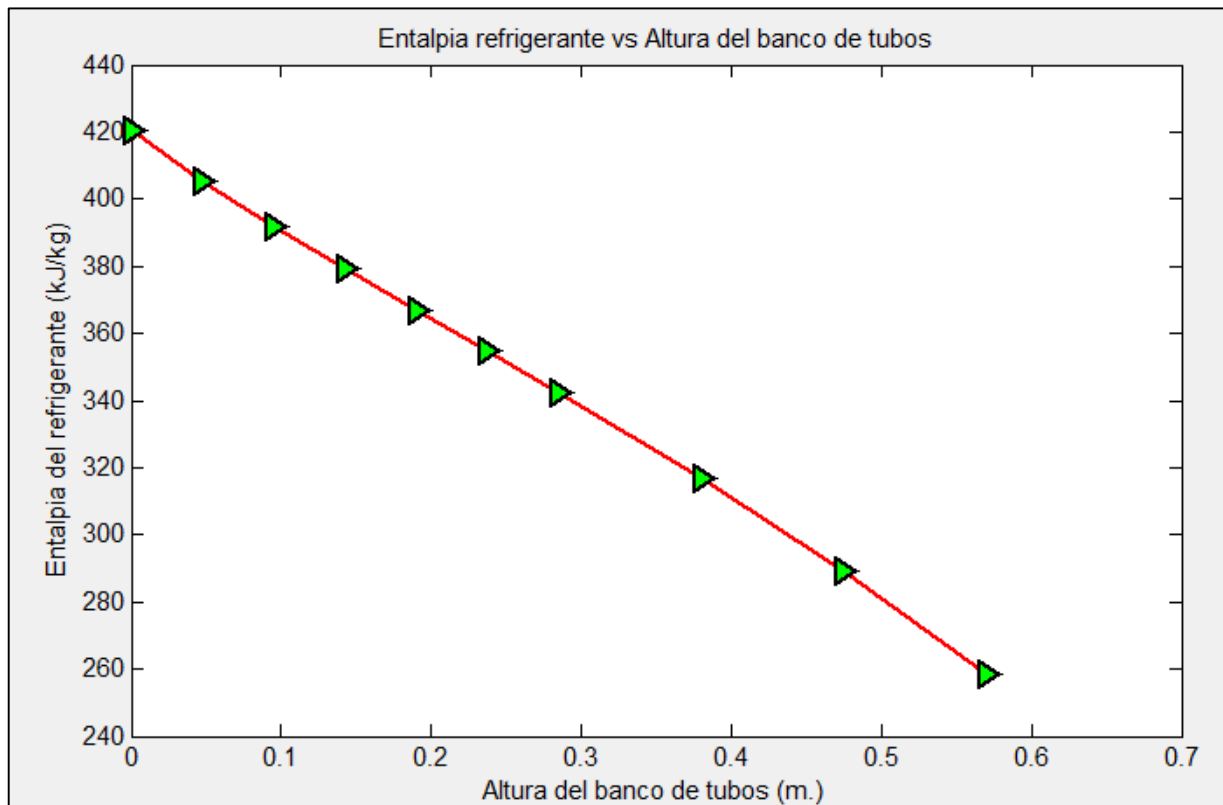


Figura 5. 6. Gráfica correspondiente a la evolución de la entalpía del refrigerante frente a la altura del banco de tubos.

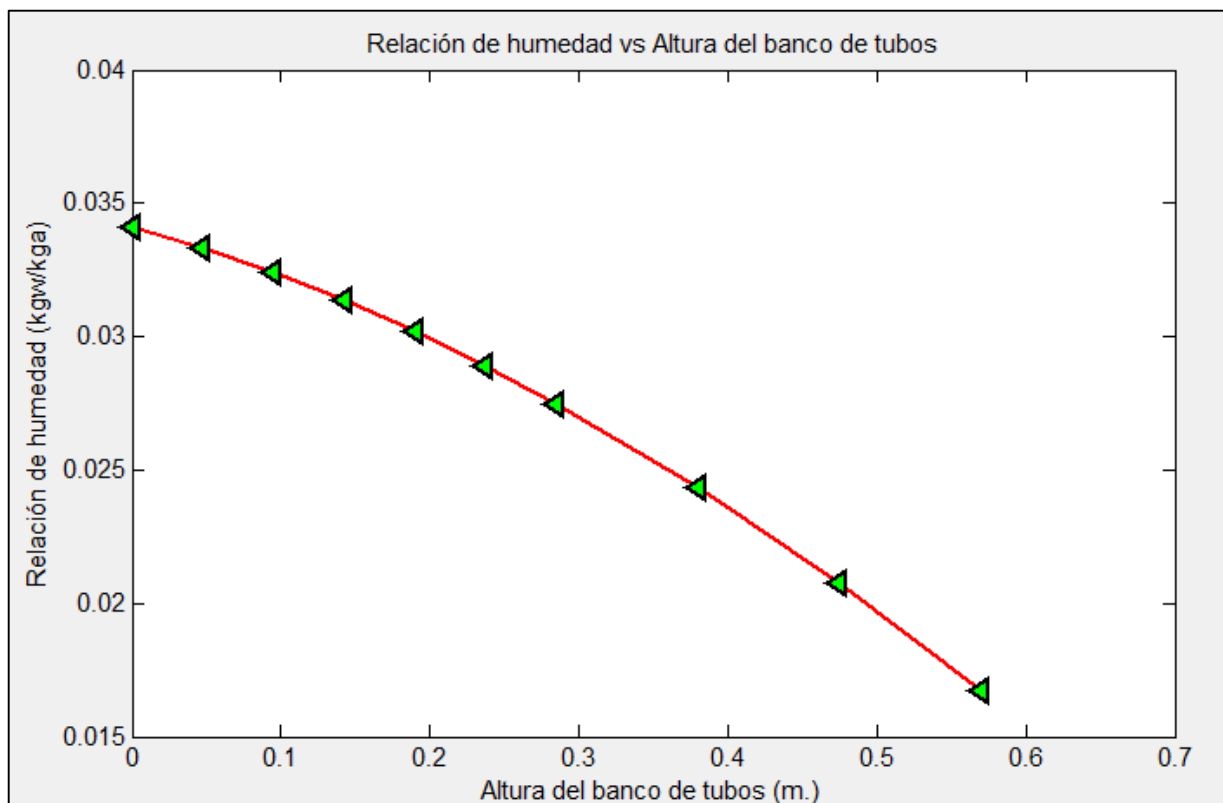


Figura 5. 7. Gráfica correspondiente a la evolución de relación de humedad frente a la altura del banco de tubos.

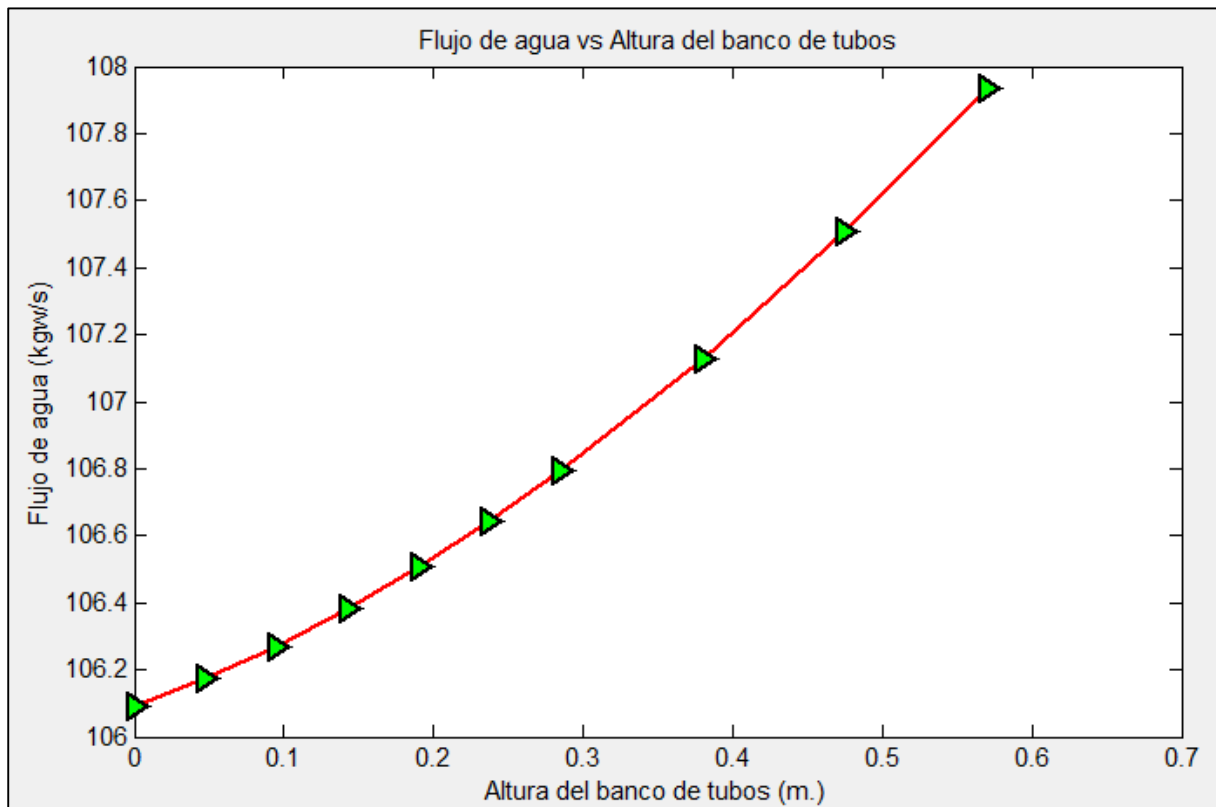


Figura 5. 8. Gráfica correspondiente a la evolución del flujo de agua frente a la altura del banco de tubos.

Tabla 5. 2. Principales resultados obtenidos utilizando un condensador evaporativo

Temperatura del aire a la salida (T_{a2})	38 °C
Temperatura de bulbo húmedo a la salida (T_{bh2})	34,5 °C
Temperatura del agua a la entrada (T_{w1})	37,2 °C
Temperatura del agua a la salida (T_{w2})	37,2 °C
Área de los tubos	1111 m ²
Volumen de los tubos	2,6 m ³
Coeficiente de TC refrigerante	7278 W/m ² K
Coeficiente de TC entrefase	106 W/m ² K
Coeficiente de TC agua	3031 W/m ² K
Coeficiente de TC total	1128 W/m ² K
Flujo de aire	106,1 kg/s
Flujo de agua a la entrada	106,1 kg/s
Flujo de agua a la salida	107,94 kg/s

5.3.- Resolución del problema utilizando un condensador refrigerado por aire

Para comparar los resultados del condensador evaporativo con los del condensador refrigerador por aire, hay que emplear los mismos datos de entrada que en el condensador evaporativo (Tabla 5. 1), salvo la temperatura de condensación del refrigerante, ya que en este tipo de condensadores operan con una diferencias de temperaturas entre el refrigerante y el agua muy superiores a las del condensador evaporativo.

En el capítulo 2.2.1 se explica el funcionamiento de este condensador, en el que el refrigerante se condensa en el interior de los tubos, y el aire circula por el exterior en contracorriente (Figura 2. 4).

En este caso, la temperatura condensación del refrigerante se va a suponer 15 °C superior a la del aire a la entrada, para que dicho aire sea capaz de disipar todo el calor latente proveniente de los tubos por los que circula el refrigerante.

Una vez conocida esta temperatura de condensación, se hallan sus propiedades térmicas (capítulo 4.3.4), y se halla el flujo másico de refrigerante que circula por los tubos, utilizando la ecuación (4. 20). A continuación se halla el coeficiente de transferencia de calor del lado de los tubos, del mismo modo que se realizó en el condensador evaporativo (ecs. (A.3. 4) - (A.3. 7)).

Posteriormente, para un rango de velocidades del aire se calcula un rango de coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa (correlación de banco de tubos en flujo cruzado, ecs. (A.3.20) - (A.3.25)), y un rango de valores también para el coeficiente global de transferencia de calor (ecuación (A.3.31)). Además, también se calcula un rango de flujos de aire, según las ecuaciones (5. 1) y (5. 2).

$$\dot{m}_{a1} = \rho_a v_a A_a \quad (5. 1)$$

$$A_a = [(S_T - D_{ext}) \cdot (N_t - 1) + 3D_{ext}] \cdot [L_t + 4D_{ext}] \quad (5. 2)$$

Ahora, para un rango de temperaturas del aire a la salida del condensador (T_{a2}), y utilizando la ecuación (5. 3), se obtiene un nuevo rango de flujos de aire. Este rango de flujos se iguala con el obtenido anteriormente, eliminando aquellos valores de v_a y T_{a2} que produzcan un error relativo entre ambos flujos másicos superior al 5%.

$$Q_c = \dot{m}_{a2} c_{pa} \Delta T_a = \dot{m}_{a2} c_{pa} (T_{a2} - T_{a1}) \rightarrow \dot{m}_{a2} = \frac{Q_c}{c_{pa} (T_{a2} - T_{a1})} \quad (5. 3)$$

Utilizando el coeficiente global de transferencia de calor y utilizando las ecuaciones (5. 4) y (5. 5) se obtiene el valor de la superficie de los tubos. Finalmente, para los valores válidos de v_a y T_{a2} , se buscan aquellos que produzcan el mayor valor del producto UA. Una vez elegidos estos valores, todos los demás datos que dependen de ellos formarán parte de la solución del problema (\dot{m}_{a2} , U_{ext} , A_{ext} , etc).

$$Q_c = U_{ext}A_{ext}\Delta T_{lm} \rightarrow A_{ext} = \frac{Q_c}{U_{ext}\Delta T_{lm}} \quad (5. 4)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_r - T_{a2}) - (T_r - T_{a1})}{\ln\left(\frac{T_r - T_{a2}}{T_r - T_{a1}}\right)} \quad (5. 5)$$

Por último, utilizando la ecuación (5. 6), se halla el número de pasos por el condensador que deben realizar los tubos. Este dato se compara con el del condensador evaporativo, ya que el resto de parámetros dimensionales era el mismo.

$$A_{ext} = \pi D_{ext} L_T N_r N_t \rightarrow N_r = \frac{A_{ext}}{\pi D_{ext} L_T N_t} \quad (5. 6)$$

En la Tabla 5. 3 se muestran los resultados obtenidos para el condensador refrigerado por aire, utilizando las mismas condiciones de entrada que el evaporativo, así como los mismos datos dimensionales exceptuando el número de filas.

Tabla 5. 3. Principales resultados obtenidos utilizando un condensador refrigerado por aire

Flujo de refrigerante	32,9 kg/s
Flujo de aire	466,7 kg/s
Temperatura del refrigerante (T_r)	50 °C
Temperatura del aire a la salida (T_{a2})	49 °C
Coeficiente de TC refrigerante	6634 W/m ² K
Coeficiente de TC aire	449 W/m ² K
Coeficiente de TC total	357 W/m ² K
Número de pasos por los tubos (N_r)	81
Área de los tubos	2985 m ²
Potencia de los ventiladores	199 kW

5.4.- Resolución del problema utilizando un condensador refrigerado por agua asociado con una torre de refrigeración

En el capítulo 2.2.2 se realiza una breve descripción, así como el funcionamiento de este tipo de condensadores, en el que el agua circula por el interior de los tubos y el refrigerante se condensa en el exterior de los mismos, transfiriendo su calor al agua (Figura 2. 6).

Este problema se va a resolver de manera distinta al del condensador refrigerado por aire. En primer lugar, se va a establecer como temperatura de entrada del agua la del bulbo húmedo del aire, que es la idealmente utilizada en este tipo de problemas.

La temperatura de salida del agua también se va a imponer, utilizando un incremento de dicha temperatura de 5 °C, un valor usual obtenido en este tipo de condensadores. Utilizando la ecuación (5. 7) se obtiene el valor del flujo másico para el agua.

$$Q_c = \dot{m}_w c_{pw} \Delta T_w = \dot{m}_w c_{pw} (T_{w2} - T_{w1}) \rightarrow \dot{m}_w = \frac{Q_c}{c_{pw} (T_{w2} - T_{w1})} \quad (5. 7)$$

Para el refrigerante se elige un rango de temperaturas de condensación entre 5 y 10 °C superiores a la de entrada del agua, junto con sus propiedades térmicas en estado de vapor y líquido saturado (capítulo 4.3.4). Con estos valores se puede establecer un rango de valores de flujos másicos de refrigerante que se va a condensar sobre los tubos, utilizando la ecuación (4. 20).

A continuación se establecen cuatro nuevos rangos:

- Diámetro de los tubos (entre ½" y 1")
- Velocidad del agua por los tubos, v_w (entre 0,8 y 3 m/s)
- Número de pasos por los tubos, N_r (entre 2 y 60)
- Número de carcassas, N_{car} (entre 1 y 10)

Con estos datos es posible establecer un rango para el número de tubos, según la ecuación (5. 8). Así mismo es posible establecer el diámetro de la carcasa mediante la ecuación (5. 9)

$$\dot{m}_w = \rho_w \cdot v_w \cdot A = \rho_w \cdot v_w \cdot \frac{\pi D_{int}^2}{4} \cdot N_t \rightarrow N_t(D_{int}, v_w) = \frac{4 \cdot \dot{m}_w}{\rho_w \cdot v_w \cdot \pi \cdot D_{int}^2} \quad (5. 8)$$

$$\begin{aligned} \text{Configuración recta: } D_{car}(D_{ext}, v_w, N_r, N_{car}) &= 2 \cdot S_L \sqrt{N_{car} N_t N_r / \pi} \\ \text{Configuración escalonada: } D_{car}(D_{ext}, v_w, N_r, N_{car}) &= 2 \cdot S_L \sqrt{N_{car} N_t N_r \sin 60 / \pi} \end{aligned} \quad (5. 9)$$

El coeficiente de transferencia de calor del agua se obtiene utilizando la correlación para flujo interno completamente desarrollado (Anexo A.3, ecs. (A.3.16) - (A.3.19)), y los rangos de las velocidades del agua y el diámetro de los tubos.

El coeficiente de transferencia de calor para el refrigerante se obtiene utilizando la correlación de condensación sobre N tubos (Anexo A.3, ecs. (A.3. 5), (A.3. 11) y (A.3. 12)), para todos los rangos anteriores.

Finalmente se halla el coeficiente global de transferencia de calor, $U_{ext}(D_{ext}, v_w, N_r, N_{car}, T_r)$. Con este rango de valores se puede obtener el área exterior de los tubos, mediante las ecuaciones (5. 10) y (5. 11).

$$Q_c = U_{ext}A_{ext}\Delta T_{lm} \rightarrow A_{ext}(D_{ext}, v_w, N_r, N_{car}, T_r) = \frac{Q_c}{U_{ext}\Delta T_{lm}} \quad (5. 10)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_r - T_{w2}) - (T_r - T_{w1})}{\ln\left(\frac{T_r - T_{w2}}{T_r - T_{w1}}\right)} \quad (5. 11)$$

Una vez hallados estos valores, se puede hallar la longitud del condensador, mediante la ecuación (5. 12). Para el diseño de este tipo de condensadores es conveniente que la longitud del condensador sea entre 5 y 10 veces el diámetro de la carcasa [21]. Por lo tanto, todos aquellos valores que no cumplan este requisito deben ser descartados.

$$A_{ext} = \pi D_{ext} L_T N_r N_t N_{car} \rightarrow L_T(D_{ext}, v_w, N_r, N_{car}, T_r) = \frac{A_{ext}}{\pi D_{ext} N_r N_t N_{car}} \quad (5. 12)$$

Finalmente, como en el caso anterior, para los valores válidos de D_{ext} , v_w , N_r , N_{car} y T_r se eligen aquellos que produzcan el mayor valor del producto UA. Los demás datos que dependen de éstos también se considerarán parte de la solución al problema.

Torre de refrigeración

Como se ha explicado anteriormente, los condensadores refrigerados por agua conllevan el uso de una torre de refrigeración para enfriar el agua hasta la temperatura de entrada al condensador. Este enfriamiento se realiza a través de la transferencia de calor y masa al aire que circula por dicha torre.

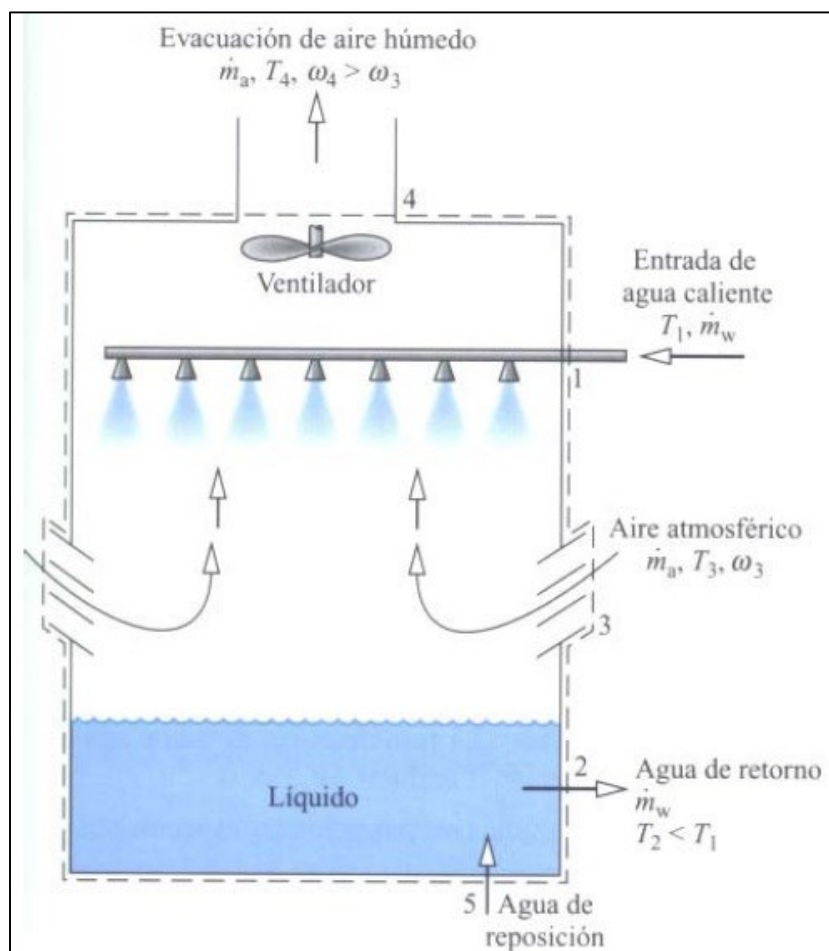


Figura 5. 9. Esquema del funcionamiento de una torre de refrigeración

El modelado de las torres de refrigeración es bastante complejo. El objetivo de este trabajo es ofrecer un cálculo aproximado para los condensadores refrigerados por agua y por aire para poder compararlos con los resultados obtenidos en el condensador evaporativo. Por lo tanto, para la torre de refrigeración se realizarán sencillos balances de masa y energía. En la Figura 5. 9 se muestra un esquema con los flujos de entrada y salida del agua y del aire.

En el Anexo A.1 (ecs. (A.1.41) - (A.1.46)) se detallan los balances de masa y energía realizados. El flujo de aire obtenido es el proporcionado por la ecuación (5. 13) y el flujo de agua de reposición se refleja en la ecuación (5. 14).

La temperatura de salida del aire (T4) se supone 10 °C superior a la de entrada. Para hallar la relación de humedad a la salida (ω_4) es preciso realizar los cálculos del capítulo 3.2 utilizando como temperatura la de salida del aire.

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w(h_{w2} - h_{w1})}{(h_{a3} + \omega_3 h_{v3}) + \dot{m}_{w5}(\omega_4 - \omega_3) - (h_{a4} + \omega_4 h_{v4})} \quad (5.13)$$

$$\dot{m}_{w5} = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_3) \quad (5.14)$$

Tabla 5. 4. Principales resultados obtenidos utilizando un condensador refrigerado por agua

Flujo de refrigerante	29,9 kg/s
Flujo de agua	239,3 kg/s
Temperatura del refrigerante (T_r)	36 °C
Temperatura del agua a la entrada (T_{w1})	26,2 °C
Temperatura del agua a la salida (T_{w2})	31,2 °C
Coeficiente de TC refrigerante	1230 W/m ² K
Coeficiente de TC agua	15540 W/m ² K
Coeficiente de TC total	1334 W/m ² K
Número de pasos por los tubos (N_r)	2
Diámetro de los tubos	25,4 mm
Longitud del condensador	10 m
Diámetro de la carcasa	1,5 m
Área de los tubos	939 m ²
Número de carcasas	4
Potencia de las bombas	19,9 kW
Flujo de aire torre	35,9 kg/s
Temperatura de salida del aire torre	48 °C
Flujo de agua de reposición	1,9 kg/s
Potencia de los ventiladores	15,3 kW

En la Tabla 5. 4 se muestran los resultados obtenidos para el problema utilizando la un condensador refrigerado por agua, con una torre de refrigeración. Como se ha mencionado anteriormente, estos resultados son orientativos, puesto que no se ha realizado un estudio detallado del problema para este tipo de condensadores.

5.5.- Discusión de resultados

Tabla 5. 5. Comparación de resultados al problema para los tres tipos de condensadores

	Condensador refrigerado por aire	Condensador refrigerado por agua	Condensador evaporativo
Flujo de aire	467 kg/s	36 kg/s	106 kg/s
Flujo de agua a la entrada	-	239 kg/s	106,1 kg/s
Flujo de agua a la salida	-	239 kg/s	107,9 kg/s
Flujo de agua de reposición	-	1,9 kg/s (torre)	1,8 kg/s
Flujo de refrigerante	32,9 kg/s	29,9 kg/s	31,1 kg/s
Temperatura del refrigerante	50	36	42
Presión en los tubos	13,6 bar	9,1 bar	10,7 bar
Incremento temperatura aire	11	10	0
Incremento temperatura agua	-	5	1,2
Coeficiente TC refrigerante	6634 W/m ² K	1230 W/m ² K	7278 W/m ² K
Coeficiente TC aire	448 W/m ² K	-	106 W/m ² K
Coeficiente TC agua	-	15540 W/m ² K	3032 W/m ² K
Coeficiente global TC	357 W/m ² K	1334 W/m ² K	1129 W/m ² K
Área de los tubos	2985 m ²	939 m ²	1111 m ²
Potencia ventiladores	199 kW	15,3 kW	45,3 kW
Potencia bombas	-	19,9 kW	8,8 kW
Potencia total condensador	199 kW	35,2 kW	54,1 kW

La Tabla 5. 5 muestra una comparación de los resultados para los tres tipos de condensadores, el refrigerado por aire, el refrigerado por agua y el evaporativo.

Como se observa, el flujo másico de refrigerante es similar en los tres tipos de condensadores, a pesar de la diferencia de temperaturas del refrigerante existente. Esto es debido a que el refrigerante utilizado es el R-134a, cuya entalpía de cambio de fase no varía sustancialmente en este rango de temperaturas. Si se hubiera utilizado amoníaco, el cambio sería más acusado (ver gráficas Ph, Figura A.5. 2 y Figura A.5. 3). Donde sí existiría una diferencia significativa es en la potencia del compresor del ciclo de refrigeración, ya que la presión en el interior de los tubos varía significativamente.

Respecto a los flujos másicos de aire, la torre de refrigeración conlleva el dato de menor valor, sustancialmente inferior al del condensador evaporativo. Esto es debido a que el enfriamiento del agua se realiza fuera del condensador. En el condensador refrigerado por aire el flujo de aire es muy superior al de los otros dos, debido a que el aire tiene menor poder calorífico que el agua.

En cuanto a los flujos de agua, el evaporativo es el que consta de un menor consumo, debido a que todo el proceso de transferencia de calor y masa se realiza en el mismo recinto. El flujo de agua que se evapora es similar para el evaporativo y la torre de refrigeración. También cabe destacar que en el condensador refrigerado por agua el incremento de la temperatura del agua es de 5 °C, mientras que en el evaporativo es de tan sólo 1,2 °C.

El coeficiente de transferencia de calor del refrigerante es similar para el evaporativo y el condensado por aire, ya que en ambos casos el refrigerante circula por el interior de los tubos. En el caso del refrigerado por agua, el refrigerante se condensa sobre los tubos (exterior), por lo que su coeficiente es sensiblemente menor.

Con el coeficiente de transferencia de calor del agua ocurre algo similar que en el caso anterior. El del refrigerado por agua es muy superior al evaporativo, ya que en el primero el agua circula por el interior de los tubos y en el segundo es vaporizado sobre éstos.

Con todo esto, en el condensador refrigerado por aire se tiene un coeficiente global de transferencia de calor significativamente inferior a los otros dos, debido al bajo poder de enfriamiento del aire respecto al del agua. En cuanto a los otros dos casos, el del condensador refrigerado por agua suele ser superior al evaporativo, como así ocurre, debido a que el proceso de cesión de calor del refrigerante al agua y el del agua al aire se realizan en distintos dispositivos (condensador y torre de refrigeración, respectivamente).

En cuanto al área de los tubos, se observa una diferencia notable entre los tres casos. En el condensador refrigerado por agua, al tener un mayor coeficiente de transferencia de calor, se obtiene el menor área. En el evaporativo, se obtiene un área sensiblemente mayor que en el caso anterior, al tener un mayor coeficiente de transferencia de calor. El mayor área de los tubos se da en el caso del refrigerado por aire, ya que tiene un coeficiente global de transferencia muy inferior al de los otros dos.

Así mismo, la potencia consumida en los condensadores es proporcional al flujo de aire y/o agua que se quiere hacer pasar. El menor consumo se da en el condensador refrigerado por agua, ya que es el que menor cantidad de aire consume, disminuyendo así la potencia desarrollada en los ventiladores de la torre de refrigeración.

Finalmente, se puede concluir que el mejor método para realizar la condensación del refrigerante es el condensador refrigerado por agua, ya que conlleva el menor consumo de los motores de las bombas y ventiladores y además del compresor, al conseguir la menor temperatura posible del refrigerante.

Pero hay que hacer notar la necesidad de instalar la torre de refrigeración junto a este condensador, con la inversión que ello supondría. Por eso, el condensador evaporativo es una muy buena solución para potencias medio/altas, ya que ofrece unas prestaciones algo inferiores que el condensador refrigerado por agua, pero que tiene un coste inferior al mismo.

Por lo tanto, y como se ha explicado en el capítulo 2.2, para altas o muy altas potencias de condensación, como puede ser una central nuclear, la mejor solución es el refrigerado por agua con la torre de refrigeración; y para potencias bajas, como la climatización de viviendas, pequeños locales, etc, el mejor método es el condensador refrigerado por aire.

CONCLUSIONES (CASTELLANO)

El diseño de un condensador evaporativo entraña una gran dificultad. Su funcionamiento es sencillo de comprender, pero conseguir hallar la evolución de las variables que condicionan su funcionamiento, como se ha comprobado, exige un extenso análisis de balances de masa y energía y complejas correlaciones empíricas.

En el presente trabajo se ha tratado de ofrecer al lector una visión global sobre el ciclo de refrigeración de compresión mecánica, indicando su modo de operación, para posteriormente centrarse en el condensador. Se han visto los tres tipos de condensadores más utilizados en el mercado: los refrigerados por aire y agua y el evaporativo.

El modelo teórico del condensador evaporativo se ha extraído de diversos artículos publicados sobre la materia, tratando de simplificar los cálculos a realizar, debido a que en este trabajo se trata de dar una primera estimación de los parámetros del condensador. La complejidad de estos cálculos reside en la variación de todos los parámetros y sus propiedades a lo largo del condensador, lo que dificulta en gran medida la velocidad de cálculo.

Como aspecto más importante del trabajo hay que destacar la utilización de Matlab y su aplicación gráfica GUI. Esta interfaz ha servido para traducir una gran y compleja cantidad de datos y ecuaciones en sencillos pasos en los que el usuario puede observar con claridad todos los datos relevantes del condensador evaporativo. A partir de las condiciones atmosféricas, la carga térmica del condensador y determinados parámetros geométricos ha sido posible obtener todos los datos relevantes del condensador evaporativo, su evolución a lo largo de los tubos o su eficiencia.

Este aspecto práctico del proyecto ha servido para comparar el funcionamiento y la evolución de las variables que se ponen en juego en los tres tipos de condensadores citados.

Se ha comprobado, como ocurre en la realidad, que los condensadores refrigerados por aire son útiles para aplicaciones que requieren poca potencia, ya que para altos requerimientos el consumo de sus motores se dispara al necesitar un gran flujo de aire.

El condensador refrigerado por agua es el que ofrece una menor temperatura de condensación y menor consumo de sus motores, pero su uso está asociado al de la torre de refrigeración para enfriar el agua hasta la temperatura de entrada en el condensador. Esto exige una inversión inicial mayor, por lo que este tipo de condensadores son utilizados para aplicaciones en las que se requiere evacuar gran cantidad de calor.

Finalmente, para el condensador evaporativo, se obtienen temperaturas de condensación más altas, con el consiguiente aumento en la potencia del compresor. Al integrar los dos mecanismos de transferencia de calor (agua y aire) en el mismo dispositivo se consigue un ahorro sustancial de tamaño y coste inicial respecto al refrigerado por agua. Con los datos obtenidos en Matlab, se ha comprobado que el condensador evaporativo ofrece una solución muy práctica para demandas de cargas térmicas relativamente altas a bajo coste, como sucede en la realidad.

En resumen, se ha conseguido mostrar detalladamente el funcionamiento de un dispositivo tan complejo como el condensador evaporativo, ofreciendo además una herramienta informática de sencillo uso y eficacia comprobada.

CONCLUSIONS (ENGLISH)

The evaporative condenser design involves a great difficulty. Its operation is easy to understand, but finding the evolution of the variables that affect it, as it has been proven, requires an extensive analysis of mass and energy balances and complex empirical correlations.

In this paper, the reader has received an overview of the mechanical compression refrigeration cycle, indicating their mode of operation, in particular for the condenser. There are three types of condensers commonly used in the market: air-cooled condenser, water condenser and evaporative condenser.

The theoretical model of the evaporative condenser has been extracted from several articles published about the subject. The calculations have been simplified, because this work tries to give a first estimation of the parameters of the condenser. The complexity of this calculation is the variation of all the parameters and their properties along the condenser, which hinders greatly the calculation speed.

The most important point of this work is the use of Matlab GUI application. This interface has been used to translate a large and complex amount of data and equations in simple steps that allow the user to note clearly all the relevant data of the evaporative condenser. Starting from atmospheric conditions, condenser heat load and several geometric parameters, it has been possible to obtain all relevant evaporative condenser data, besides its evolution along the tubes and efficiency.

This practical aspect of the project has been used to compare the performance and evolution of the variables that take part in the three mentioned types of condensers.

It has been found, as in reality, that air-cooled condensers are useful for low power applications, as high requirements need a large airflow.

The water cooled condenser is the one that provides the lowest condensation temperature and the lowest engine consumption, but their use is associated with the cooling tower, that cools the water to the inlet condenser temperature. That requires a high initial investment, so these types of condensers are used for applications that require large amount of heat rejection.

Finally, for the evaporative condenser, it has been obtained higher condensing temperatures, with the corresponding increase in compressor power. By integrating the two heat transfer mechanisms (water and air) in the same device, substantial savings in size and initial cost compared to water cooled condenser are achieved. From the data obtained in Matlab, it was found that the evaporative condenser offers a suitable solution for relatively high thermal loads at low cost, as in reality.

In summary, it has been able to show in detail the operation of such a complex device like the evaporative condenser, besides offering a software application, easy to use and with proven effectiveness.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Baltimore AirCoil, Refrigeration Handbook, 2012.
- [2] Evapco, «Evapco. Manufacturers of Industrial & Commercial Cooling,» [En línea]. Available: <http://www.evapco.com/>. [Último acceso: 2013].
- [3] Comisión Europea de Empresa e Industria, *DIRECTIVA 97/23/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 29 de mayo de 1997 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre equipos a presión.*, 1997.
- [4] Comisión Europea de Empresa e Industria, *DIRECTIVA 2006/42/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 17 de mayo de 2006 relativa a las máquinas y por la que se modifica la Directiva 95/16/CE (refundición)*, 2006.
- [5] Comisión Europea de Empresa e Industria, *DIRECTIVA 2004/108/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 15 de diciembre de 2004 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros en materia de compatibilidad electromagnética y por la que se deroga la Directiva 89/336/CEE*, 2004.
- [6] Comisión Europea de Empresa e Industria, *DIRECTIVA 2006/95/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 12 de diciembre de 2006 relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el material eléctrico destinado a utilizarse con determinados límites de tensión*, 2006.
- [7] Boletín Oficial del Estado, *Real Decreto 238/2013, de 5 de abril, por el que se modifican determinados artículos e instrucciones técnicas del Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, aprobado por Real Decreto 1027/2007, de 20 de julio.*, 2013.
- [8] Boletín Oficial del Estado, *Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.*, 2011.
- [9] B. Qureshi and S. Zubair, "A comprehensive design and rating study of evaporative coolers. 29 th Int J Refrigeration," 2005.
- [10] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, Fundamentos de la Transferencia de calor, Pearson. Prantice hall..
- [11] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2008 ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment, 2008.
- [12] DuPont, «Fabricante de refrigerantes,» [En línea]. Available: <http://www2.dupont.com/home/en-us/index.html>. [Último acceso: mayo 2013].
- [13] Mathworks, «Mathworks. Accelerating the pace of engineering and science,» [En línea]. Available: <http://www.mathworks.es/>. [Último acceso: junio 2013].

- [14] W. Zalewski y P. Gryglaszewski, «Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers. Int,» 1997.
- [15] AEMET, «Agencia Estatal de Meteorología,» 2013. [En línea]. Available: <http://www.aemet.es/es/portada>. [Último acceso: marzo 2013].
- [16] University of Wisconsin, *Industrial Refrigeration Consortium*, Madison, Wisconsin, USA, 2010.
- [17] SPX, «SPX Cooling,» [En línea]. Available: <http://spxcooling.com/en/>.
- [18] M. J. Moran y H. N. Shapiro, *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. 2ª Ed, Reverté.
- [19] Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo, *Instrucción Técnica complementaria MIE-AP2 (Tuberías para fluidos relativos a calderas)*.
- [20] M. Izquierdo, *Instalaciones Térmicas*. Universidad Carlos III de Madrid, 2011.
- [21] R. K. Shah, E. C. Subbarao y R. A. Mashelkar, *Heat Transfer Equipment Design*, 1988.
- [22] Y. A. Cengel y M. A. Boles, *Termodinámica*, McGraw Hill.
- [23] Boletín Oficial del Estado, *Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis*, 2003.
- [24] AENOR, *Prevención de la Legionela en instalaciones de edificios. UNE 100030 IN*. Madrid:AENOR, 2005.

ANEXOS

ANEXO A: DESARROLLO DE LOS CÁLCULOS

A.1. – Desarrollo de los cálculos de los balances de masa y energía

➤ Balances de masa de agua

Balance de masa en los subsistemas I (aire) y II (agua):

$$\dot{m}_a W + \dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA = \dot{m}_w + \dot{m}_a \left[W + \left(\frac{\partial W}{\partial A} \right) dA \right] \quad (\text{A.1. 1})$$

Simplificando se obtiene:

$$\frac{\partial W}{\partial A} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \quad (\text{A.1. 2})$$

Sabiendo que:

$$dX = h_D (W_{s,int} - W) dA \quad (\text{A.1. 3})$$

Balance de masa en el subsistema II (agua):

$$\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA = \dot{m}_w + dX \quad (\text{A.1. 4})$$

Introduciendo (A.3) se llega a:

$$\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA = \dot{m}_w + h_D (W_{s,int} - W) dA \quad (\text{A.1. 5})$$

Simplificando se obtiene:

$$d\dot{m}_w = h_D (W_{s,w} - W) dA \quad (\text{A.1. 6})$$

➤ Balance de energía en la interfase aire-agua

$$\dot{m}_a \left[h_a + \left(\frac{\partial h_a}{\partial A} \right) dA \right] = \dot{m}_a h_a + d\dot{Q}_p + dX \cdot h_{fg,int} \quad (\text{A.1. 7})$$

La entalpía específica de la mezcla aire-vapor (referida al aire seco) se define como:

$$h_a = \frac{H}{\dot{m}_{da}} \quad (\text{A.1. 8})$$

Sabiendo que:

$$H = \dot{m}_{da}h_{da} + \dot{m}_v h_v \quad (\text{A.1. 9})$$

Finalmente se obtiene:

$$h_a = h_{da} + \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{da}} h_v = h_{da} + W h_v \quad (\text{A.1.10})$$

Siendo las entalpías específicas del aire seco y húmedo, evaluadas a la temperatura del aire:

$$h_{da} = c_{p,da} \cdot T_a \quad (\text{A.1.11})$$

$$h_v = c_{p,v} \cdot T_a + h_{v,ref} \quad (\text{A.1.12})$$

Y donde $h_{v,ref}$ es la entalpía específica del vapor de agua de referencia, 2501 kJ/kg. Por lo tanto, la entalpía específica de la mezcla queda:

$$h_a = c_{p,da} \cdot T_a + W(c_{p,v} \cdot T_a + h_{v,ref}) \quad (\text{A.1.13})$$

Del mismo modo, la entalpía específica del aire saturado evaluada a la temperatura de la interfase (referida al aire seco), viene dada por:

$$h_{s,int} = h_{da,int} + W_{s,int} h_{v,int} \quad (\text{A.1.14})$$

Siendo las entalpías específicas del aire seco y húmedo, evaluadas a la temperatura del agua:

$$h_{da,int} = c_{p,da} \cdot T_{int} \quad (\text{A.1.15})$$

$$h_{v,int} = c_{p,v} \cdot T_{int} + h_{v,ref} \quad (\text{A.1.16})$$

Finalmente se obtiene:

$$h_{s,int} = c_{p,da} \cdot T_{int} + W_{s,int}(c_{p,v} \cdot T_{int} + h_{v,ref}) \quad (\text{A.1.17})$$

Se define el calor específico de la mezcla como la suma del calor específico del aire seco más la relación de humedad multiplicada por el calor específico del vapor de agua:

$$c_{p,a} = c_{p,da} + W c_{p,v} \quad (\text{A.1.18})$$

Con las ecuaciones (A.1.12), (A.1.16) y aplicando (A.1.17), se pueden reagrupar las expresiones de las entalpías específicas de la mezcla aire-agua:

$$h_a = c_{p,a} T_a + W h_{v,ref} \quad (\text{A.1.19})$$

$$h_{s,int} = c_{p,a} T_{int} + W_{s,int} h_{v,ref} \quad (\text{A.1.20})$$

El factor de Lewis relaciona la difusividad térmica con la difusividad másica, y se define como:

$$Le = h_C / h_D c_{p,m} \quad (\text{A.1.21})$$

Utilizando (A.1. 3) y (A.1. 6) y sabiendo que:

$$d\dot{Q}_p = h_{c,int}(T_{int} - T_a)dA \quad (A.1.22)$$

Asumiendo que la entalpía de cambio de fase del agua es aproximadamente igual a la entalpía específica del vapor de agua ($h_{fv} \approx h_v$) y simplificando se obtiene:

$$\dot{m}_a \partial h_a = h_D \partial A \left\{ \frac{h_{c,int}}{h_D} (T_{int} - T_a) + (W_{s,int} - W) h_{v,int} \right\} \quad (A.1.23)$$

Utilizando (A.1.22) y aplicando (A.1.17) y (A.1.20), se tiene:

$$\dot{m}_a \partial h_a = h_D \partial A \{ Le \cdot (c_{p,da} + W c_{p,v}) (T_{int} - T_a) + (W_{s,int} - W) h_{v,int} \} \quad (A.1.24)$$

Operando en(A.1.23), sumando y restando el término ($W_{s,int} c_{p,v}$) e introduciendo (A.1.18), se llega a:

$$\dot{m}_a \partial h_a = h_D \partial A \cdot \{ Le [(c_{p,a} + W c_{p,v} + W_{s,int} c_{p,v} - W_{s,int} c_{p,v}) T_{int} - h_a + W h_{v,ref}] + (W_{s,int} - W) h_{v,int} \} \quad (A.1.25)$$

Reagrupando, sumando y restando el término ($W_{s,int} h_{v,ref}$) y utilizando (A.1.16), se llega a:

$$\dot{m}_a \partial h_a = h_D \partial A \{ Le [(h_{s,int} - h_a) - (W_{s,int} - W)(h_{v,ref} + c_{p,v} T_{int})] + (W_{s,int} - W) h_{v,int} \} \quad (A.1.26)$$

Ahora, sumando y restando el término ($h_{s,int} - h_a$) y utilizando (A.1.15) se tiene:

$$\partial h_a = \frac{h_D \partial A}{\dot{m}_a} \{ (h_{s,int} - h_a) + (Le - 1) [(h_{s,int} - h_a) - (W_{s,int} - W)(h_{v,ref} + c_{p,v} T_{int})] \} \quad (A.1.27)$$

Finalmente y para simplificar los cálculos, se puede asumir un factor de Lewis igual a la unidad. Por lo tanto, como resultado final se llega a la ecuación:

$$dh_a = \frac{h_D}{\dot{m}_a} (h_{s,int} - h_a) dA \quad (A.1.28)$$

➤ Balance de energía del refrigerante

Es sabido que:

$$\frac{\partial h_{f,w}}{\partial A} = c_{p,w} \left(\frac{\partial T_w}{\partial A} \right); \quad \frac{\partial h_r}{\partial A} = c_{p,r} \left(\frac{\partial T_r}{\partial A} \right) \quad (\text{A.1.29})$$

$$d\dot{Q}_k = U_{os}(T_r - T_{int})dA \quad (\text{A.1.30})$$

Realizando el balance de energía se obtiene:

$$\dot{m}_r \left[h_r + \left(\frac{\partial h_r}{\partial A} \right) dA \right] = \dot{m}_r h_r + d\dot{Q}_k \quad (\text{A.1.31})$$

Introduciendo (A.1.29) se tiene:

$$\dot{m}_r \left[h_r + \left(\frac{\partial h_r}{\partial A} \right) dA \right] = \dot{m}_r h_r + U_{os}(T_r - T_{int})dA \quad (\text{A.1.32})$$

Simplificando se llega a:

$$dh_r = \frac{U_{os}(T_r - T_{int})dA}{\dot{m}_r} \quad (\text{A.1.33})$$

➤ Balance de energía total

$$\begin{aligned} \dot{m}_a h_a + \left[\dot{m}_w + \left(\frac{\partial \dot{m}_w}{\partial A} \right) dA \right] \left[h_{f,w} + \left(\frac{\partial h_{f,w}}{\partial A} \right) dA \right] + \dot{m}_r \left[h_r + \left(\frac{\partial h_r}{\partial A} \right) dA \right] = \\ = \dot{m}_a \left[h_a + \left(\frac{\partial h_a}{\partial A} \right) dA \right] + \dot{m}_w h_{f,w} + \dot{m}_r h_r \end{aligned} \quad (\text{A.1.34})$$

Desarrollando (A.1.32) y simplificando se tiene:

$$\dot{m}_w \partial h_{f,w} + h_{f,w} \partial \dot{m}_w + \partial \dot{m}_w \partial h_{f,w} + \dot{m}_r \partial h_r = \dot{m}_a \partial h_a \quad (\text{A.1.35})$$

Despreciando términos de orden superior se obtiene:

$$\dot{m}_w \partial h_{f,w} + h_{f,w} \partial \dot{m}_w + \dot{m}_r \partial h_r = \dot{m}_a \partial h_a \quad (\text{A.1.36})$$

Utilizando (A.1.28), se obtiene la ecuación:

$$\dot{m}_w c_{p,w} \partial T_w + c_{p,w} T_w \partial \dot{m}_w + \dot{m}_r \partial h_r = \dot{m}_a \partial h_a \quad (\text{A.1.37})$$

Reordenando los términos se llega a la expresión:

$$dT_w = \frac{1}{\dot{m}_w c_{p,w}} [\dot{m}_a dh_a - c_{p,w} T_w d\dot{m}_w - \dot{m}_r dh_r] \quad (\text{A.1.38})$$

Si ahora se introducen (A.1. 5), (A.1.27) y (A.1.32) se llega a:

$$dT_w = \frac{1}{\dot{m}_w c_{p,w}} \left[\dot{m}_a h_D (h_{s,int} - h_a) dA - c_{p,w} T_w h_D (W_{s,int} - W) dA - U_{os} (T_r - T_{int}) dA \right] \quad (A.1.39)$$

Introduciendo (A.1.12) y (A.1.16) finalmente se llega a la expresión:

$$dT_w = \frac{1}{\dot{m}_w c_{p,w}} \left\{ \dot{m}_a h_D \left[(c_{p,da} \cdot T_{int} + W_{s,int} (c_{p,v} \cdot T_{int} + h_{v,ref})) - (c_{p,da} \cdot T_a + W (c_{p,v} \cdot T_a + h_{v,ref})) \right] dA - c_{p,w} T_w h_D (W_{s,int} - W) dA - U_{os} (T_r - T_{int}) dA \right\} \quad (A.1.40)$$

➤ Balances de masa y energía en la torre de refrigeración

Balance de masa de aire

$$\dot{m}_{a3} = \dot{m}_{a4} = \dot{m}_a \quad (A.1.41)$$

Balance de masa de agua

$$\dot{m}_{w1} + \dot{m}_{w5} + \dot{m}_{v3} = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{v4} \quad (A.1.42)$$

Se pretende que $\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2}$, y además se sabe que $\dot{m}_v = \omega \dot{m}_a$. Por lo tanto:

$$\dot{m}_{w5} = \dot{m}_a (\omega_4 - \omega_3) \quad (A.1.43)$$

Balance de energía

$$\dot{m}_{w1} h_{w1} + (\dot{m}_{a3} h_{a3} + \dot{m}_{v3} h_{v3}) + \dot{m}_{w5} h_{w5} = \dot{m}_{w2} h_{w2} + (\dot{m}_{a4} h_{a4} + \dot{m}_{v4} h_{v4}) \quad (A.1.44)$$

Sustituyendo (A.1.41) y (A.1.43) en (A.1.44) y simplificando se obtiene:

$$\begin{aligned} \dot{m}_w h_{w1} + (\dot{m}_a h_{a3} + \omega_3 \dot{m}_a h_{v3}) + \dot{m}_{w5} \dot{m}_a (\omega_4 - \omega_3) &= \dot{m}_w h_{w2} + (\dot{m}_a h_{a4} + \omega_4 \dot{m}_a h_{v4}) \\ \dot{m}_a \{ (h_{a3} + \omega_3 h_{v3}) + \dot{m}_{w5} (\omega_4 - \omega_3) - (h_{a4} + \omega_4 h_{v4}) \} &= \dot{m}_w (h_{w2} - h_{w1}) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_w (h_{w2} - h_{w1})}{(h_{a3} + \omega_3 h_{v3}) + \dot{m}_{w5} (\omega_4 - \omega_3) - (h_{a4} + \omega_4 h_{v4})} \quad (A.1.45)$$

Siendo:

$$\begin{aligned}h_{a3} &= c_{p,a}T_{a3} \\h_{a4} &= c_{p,a}T_{a4} \\h_{v3} &= c_{p,v}T_{a1} + h_{v,ref} \\h_{v4} &= c_{p,v}T_{a4} + h_{v,ref} \\h_{w1} &= c_{p,w}T_{w1} \\h_{w2} &= c_{p,w}T_{w2} \\h_{w2} &= c_{p,w}T_{w5}\end{aligned}\tag{A.1.46}$$

A.2. – Desarrollo de los cálculos de las ecuaciones diferenciales adimensionales

Se tienen las siguientes variables adimensionales:

$$l^* = \frac{l}{L} \quad (\text{A.2. 1})$$

$$T_a^* = \frac{T_a}{T_a(l=L)} = \frac{T_a}{T_{a1}} \quad (\text{A.2. 2})$$

$$W^* = \frac{W}{W(l=L)} = \frac{W}{W_1} \quad (\text{A.2. 3})$$

$$h_a^* = \frac{h_a}{h_a(l=L)} = \frac{h_a}{h_{a1}} \quad (\text{A.2. 4})$$

$$h_r^* = \frac{h_r}{h_r(l=0)} = \frac{h_r}{h_{r1}} \quad (\text{A.2. 5})$$

$$T_w^* = \frac{T_w}{T_a(l=L)} = \frac{T_w}{T_{a1}} \quad (\text{A.2. 6})$$

$$\dot{m}_w^* = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_w(l=0)} = \frac{\dot{m}_w}{\dot{m}_{w1}} \quad (\text{A.2. 7})$$

Con estas variables y las ecuaciones diferenciales obtenidas en (A.1. 2), (A.1. 4), (A.1.27), (A.1.32) y (A.1.38) se procede a adimensionalizarlas. Como se ha definido anteriormente:

$$A = 2 \cdot B \cdot L = \pi D_{ext} L_t N_r N_p \quad (\text{A.2. 8})$$

1) Relación de humedad

$$\frac{dW}{dA} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{d\dot{m}_w}{dA} \rightarrow \frac{W_1 dW^*}{2BL dl^*} = \frac{1}{\dot{m}_a} \frac{\dot{m}_{w1} d\dot{m}_w^*}{2BL dl^*} \rightarrow \frac{dW^*}{dl^*} = R_1 \frac{d\dot{m}_w^*}{dl^*} \quad (\text{A.2. 9})$$

$$R_1 = \frac{\dot{m}_{w1}}{W_1 \dot{m}_a} \quad (\text{A.2.10})$$

2) Flujo másico de agua

$$\frac{d\dot{m}_w}{dA} = h_D (W_{s,w} - W) \rightarrow \frac{\dot{m}_{w1} d\dot{m}_w^*}{2BL dl^*} = h_D (W_{s,w} - W_1 W^*) \rightarrow \frac{d\dot{m}_w^*}{dl^*} = R_2 \left(\frac{W_{s,w}}{W_1} - W^* \right) \quad (\text{A.2.11})$$

$$R_2 = \frac{2BL h_D W_1}{\dot{m}_{w1}} \quad (\text{A.2.12})$$

3) Entalpía del aire

$$dh_a = \frac{h_D}{\dot{m}_a} (h_{s,w} - h_a) dA \rightarrow \frac{h_{a1} dh_a^*}{2BL dl^*} = \frac{h_D}{\dot{m}_a} (h_{s,w} - h_{a1} h_a^*) \rightarrow \frac{dh_a^*}{dl^*} = R_3 \left(\frac{h_{s,w}}{h_{a1}} - h_a^* \right) \quad (\text{A.2.13})$$

$$R_3 = \frac{2BLh_D}{\dot{m}_a} \quad (\text{A.2.14})$$

4) Entalpía del refrigerante

$$\frac{dh_r}{dA} = -\frac{U_{os}(T_r - T_w)}{\dot{m}_r} \rightarrow \frac{h_{r1} dh_r^*}{2BL dl^*} = -\frac{U_{os}(T_r - T_{a1} T_w^*)}{\dot{m}_r} \rightarrow \frac{dh_r^*}{dl^*} = R_4 \left(\frac{T_r}{T_{a1}} - T_w^* \right) \quad (\text{A.2.15})$$

$$R_4 = \frac{2BLT_{a1}U_{os}}{h_{r1}\dot{m}_r} \quad (\text{A.2.16})$$

5) Temperatura del agua

$$\frac{dT_w}{dA} = \frac{1}{\dot{m}_w c_{p,w}} [h_D(h_{s,int} - h_a) dA - c_{p,w} T_w h_D (W_{s,w} - W) - U_{os}(T_r - T_w)]$$

$$\frac{T_{a1} dT_w^*}{2BL dl^*} = \frac{1}{\dot{m}_{w1} \dot{m}_w^* c_{p,w}} [h_D(h_{s,w} - h_{a1} h_a^*) - c_{p,w} T_{a1} T_w^* h_D (W_{s,w} - W_1 W^*) - U_{os}(T_r - T_{a1} T_w^*)]$$

$$\frac{dT_w^*}{dl^*} = \frac{2BL}{\dot{m}_{w1} \dot{m}_w^* c_{p,w} T_{a1}} \left[h_D h_{a1} \left(\frac{h_{s,w}}{h_{a1}} - h_a^* \right) - c_{p,w} T_{a1} T_w^* h_D W_1 \left(\frac{W_{s,w}}{W_1} - W^* \right) - U_{os} T_{a1} \left(\frac{T_r}{T_{a1}} - T_w^* \right) \right]$$

Finalmente se obtiene:

$$\frac{dT_w^*}{dl^*} = \frac{1}{\dot{m}_w^*} \left[R_{51} \left(\frac{h_{s,w}}{h_{a1}} - h_a^* \right) - R_{52} T_w^* \left(\frac{W_{s,w}}{W_1} - W^* \right) - R_{53} \left(\frac{T_r}{T_{a1}} - T_w^* \right) \right] \quad (\text{A.2.17})$$

$$R_{51} = \frac{2BLh_D h_{a1}}{\dot{m}_{w1} c_{p,w} T_{a1}} \quad (\text{A.2.18})$$

$$R_{52} = \frac{2BLh_D W_1}{\dot{m}_{w1}} = R_2 \quad (\text{A.2.19})$$

$$R_{53} = \frac{2BLU_{os}}{\dot{m}_{w1} c_{p,w}} \quad (\text{A.2.20})$$

A.3. – Correlaciones de transferencia de calor y masa

En esta sección se presentan correlaciones de transferencia de calor y masa que son relevantes para el diseño y análisis del condensador evaporativo.

➤ Condensación en película dentro de tubos horizontales

J. C. Chato, mencionado por Qureshi [9], propuso una correlación que se usa para determinar el coeficiente de transferencia de calor por condensación en película dentro de tubos horizontales, pero sólo es válida para bajas velocidades del vapor ($Re_{r,v} < 35000$) a la entrada del tubo. Esta relación viene dada por:

$$h_{c,r} = 0.555 \left[\frac{g \rho_{r,l} (\rho_{r,l} - \rho_{r,v}) k_{r,c}^3 h'_{fg}}{\mu_{r,c} (T_r - T_{pared}) D_{int}} \right]^{0.25} \quad (A.3. 1)$$

Siendo:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 c_{p,r} (T_r - T_{pared}) \quad (A.3. 2)$$

Por otra parte, se tiene la resistencia de conducción de la tubería dada por:

$$R_{cond} = \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi K_{tub} L_t N_r N_p} \quad (A.3. 3)$$

Si esta resistencia de conducción es suficientemente pequeña, se puede suponer que la temperatura de la pared interior de los tubos es la misma que la exterior, es decir, la temperatura del agua, $T_{pared} = T_{agua}$. Finalmente, se obtiene:

$$h_{c,r} = 0.555 \left[\frac{g \rho_{r,l} (\rho_{r,l} - \rho_{r,v}) k_{r,l}^3 h'_{fv,r}}{\mu_{r,c} (T_r - T_w) D_{int}} \right]^{0.25} \quad (A.3. 4)$$

$$h'_{fv,r} = h_{fv,r} + 0.68 c_{p,rl} (T_r - T_w) \quad (A.3. 5)$$

M. M. Shah, mencionado por Qureshi [9] sin embargo, predijo lo mismo para altas velocidades del vapor ($Re_{r,v} > 35000$):

$$h_{c,r} = h_L \left[0.55 + 2.09 \left(\frac{P_{cr}}{P_v} \right)^{0.38} \right] \quad (A.3. 6)$$

Donde h_L viene dada por:

$$h_L = 0.023 Re_{r,l}^{0.8} Pr_{r,l}^{0.4} \left(\frac{k_{r,l}}{D_{int}} \right) \quad (A.3. 7)$$

Los valores de $Re_{r,l}$, $Re_{r,v}$ y $Pr_{r,l}$ se obtienen:

$$Re_{r,l} = \frac{\rho_{r,l} v_{r,l} D_{int}}{\mu_{r,l}} \quad (A.3. 8)$$

$$Pr_{r,l} = \frac{\mu_{r,l} c_{pr,l}}{K_{r,l}} \quad (A.3. 9)$$

Sabiendo que: $\dot{m}_r = \rho_{r,l} \cdot v_{r,l} \cdot A_f = \rho_{r,v} \cdot v_{r,v} \cdot A_f \rightarrow v_{r,v} = v_{r,l} \frac{\rho_{r,l}}{\rho_{r,v}}$, se tiene:

$$Re_{r,v} = \frac{\rho_{r,v} v_{r,v} D_{ext}}{\mu_{r,v}} \quad (A.3.10)$$

➤ Condensación sobre columnas de N tubos

Existen varias correlaciones empíricas para estimar el valor de este coeficiente de transferencia de calor. En este caso se ha optado por la de Shah [21]. Es similar a la anterior, pero tiene en cuenta el número de filas de tubos, ya que a medida que el refrigerante se condensa la película de agua va aumentando su espesor, haciendo la transmisión de calor menos efectiva.

Esta correlación se utiliza para el condensador refrigerado por agua, en la que el refrigerante entra en la carcasa del condensador y se condensa sobre los tubos por los que circula el agua. Viene dada por las siguientes ecuaciones:

$$h_{c,rtubo} = 0.729 \left[\frac{g \rho_{r,l} (\rho_{r,l} - \rho_{r,v}) k_{r,c}^3 h'_{fg}}{\mu_{r,l} (T_r - T_w) D_{int}} \right]^{0.25} \quad (A.3. 11)$$

$$h_{c,rN} = h_{c,rtubo} (0.6 + 0.42 \cdot (N_r N_p)^{-0.25}) \quad (A.3. 12)$$

➤ Película de agua sobre tubos horizontales

El coeficiente de transferencia de calor en la película de agua sobre el exterior de los tubos del condensador evaporativo en flujo cruzado viene dado por la correlación de T. Mizushima, mencionado por Qureshi [9]:

$$h_{c,w} = 2102.9 \left(\frac{\Gamma}{D_{ext}} \right)^{1/3} \quad (A.3.13)$$

Con:

$$0.195 < \left(\frac{\Gamma}{D_{ext}} \right) < 5.556 \quad (A.3.14)$$

Y donde:

$$\Gamma = \frac{\dot{m}_w D_{ext}}{2N_t S_l L_t} \quad (A.3.15)$$

Es importante señalar que la correlación de Mizushina fue obtenida mediante datos experimentales usando un diámetros de tubo de 12.7, 19.05 y 40.0 mm.

➤ Correlaciones de flujo interno

Estas correlaciones se utilizan en el condensador refrigerado por agua, en el que el agua circula por el interior de los tubos [10]. El flujo puede ser laminar o turbulento.

Flujo laminar: Se utiliza la correlación de temperatura constante

$$Nu_D = \frac{h_w D_{ext}}{K_w} = 3.66 \quad (A.3.16)$$

Flujo turbulento: Se pueden utilizar dos correlaciones.

$$\text{Dittus Boelter: } Nu_D = \frac{h_w D_{ext}}{K_w} = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \begin{cases} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re \geq 10\,000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{cases} \begin{cases} T_s > T_m \rightarrow n=0.4 \\ T_s < T_m \rightarrow n=0.3 \end{cases} \quad (A.3.17)$$

$$\text{Gnielinski: } Nu_D = \frac{h_w D_{ext}}{K_w} = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \begin{cases} 0.5 \leq Pr \leq 2000 \\ 3000 \leq Re < 5 \cdot 10^6 \end{cases} \quad (A.3.18)$$

Siendo:

$$\text{Factor de fricción de Petukov: } f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2} \quad (A.3.19)$$

➤ Banco de tubos en flujo cruzado

El coeficiente de transferencia de calor de un banco de tubos atravesado por una corriente de aire en flujo cruzado (utilizado para el condensador refrigerado por aire), es una correlación empírica dada por Hilpert [10], y viene expresada por las ecuaciones (A.3.20) y (A.3.21)

$$\overline{Nu}_D = \frac{h_a D_{ext}}{K_a} \quad (A.3.20)$$

$$\overline{Nu}_D = 1.13 C_1 Re_{D,max}^m Pr_a^{1/3} \begin{cases} N_t \geq 10 \\ 2000 \leq Re < 40\,000 \\ Pr > 0.7 \end{cases} \quad (A.3.21)$$

Los valores de los números de Reynolds y Prandtl vienen dados por:

$$Re_{D,max} = \frac{\rho_a v_{a,max} D_{ext}}{\mu_a} \quad (A.3.22)$$

$$Pr_a = \frac{\mu_a c_{pa}}{K_a} \quad (A.3.23)$$

Siendo:

$$v_{a,max} = v_a \frac{S_T}{S_T - D_{ext}}, \text{ para la configuración recta.} \quad (A.3.24)$$

$$v_{a,max} = v_a \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D_{ext})}, \text{ para la configuración escalonada.} \quad (A.3.25)$$

Los valores de C_1 y m se extraen de la Tabla A.3. 1, dependiendo del tipo de configuración del banco de tubos.

Tabla A.3. 1. Coeficientes para las distintas configuraciones de un banco de tubos en flujo cruzado

S_L/D	S_T/D							
	1.25		1.5		2.0		3.0	
	C_1	m	C_1	m	C_1	m	C_1	m
Alineado								
1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.702	0.0678	0.744
2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.198	0.648
3.00	0.290	0.601	0.357	0.584	0.374	0.581	0.286	0.608
Escalonado								
0.600	—	—	—	—	—	—	0.213	0.636
0.900	—	—	—	—	0.446	0.571	0.401	0.581
1.000	—	—	0.497	0.558	—	—	—	—
1.125	—	—	—	—	0.478	0.565	0.518	0.560
1.250	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
1.500	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
2.000	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
3.000	0.310	0.592	0.356	0.580	0.440	0.562	0.428	0.574

➤ Coeficiente global de transferencia de calor

La conductancia dependiente del tiempo (UA) del intercambiador de calor puede escribirse como [10]:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{c,r}A_{int}} + \frac{R_{f,int}''}{A_{int}} + \frac{\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k_t L} + \frac{1}{h_{c,w}A_{ext}} + \frac{R_{f,ext}''}{A_{ext}} + R_{int} \quad (A.3.26)$$

Además, se sabe que:

$$U_{ext}A_{ext} = U_{int}A_{int} = UA \quad (A.3.27)$$

Como se ha supuesto anteriormente, si la temperatura de la película de la interfase se considera la misma que la del agua, entonces todos los términos con los subíndices (s,int) se remplazan por (s,w) y reduciendo la resistencia térmica de la interfase a cero, es decir, $R_{int} \rightarrow 0$.

Teniendo (A.3.26) y utilizando (A.3.27) se llega a la siguiente expresión:

$$U_{os} = \frac{U_{int}A_{int}}{A_{ext}} = \frac{1}{\frac{A_{ext}}{h_{c,r}A_{int}} + \frac{A_{ext}R_{f,int}''}{A_{int}} + \frac{A_{ext}\ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k_t L_{tubos}} + \frac{1}{h_{c,w}} + R_{f,ext}''} \quad (A.3.28)$$

La expresión del área exterior fue obtenida en (A.2. 8). También se puede obtener el área interior del mismo modo:

$$A_{int} = \pi D_{int} L_t N_r N_p \quad (A.3.29)$$

$$\text{Sabiendo que la longitud de los tubos es: } L_{tubos} = L_t N_r N_p \quad (A.3.30)$$

Sustituyendo (A.2. 8), (A.3.29) y (A.3.30) en (A.3.28), finalmente se llega a:

$$\begin{aligned} U_{os} &= \frac{U_{int}A_{int}}{A_{ext}} \\ &= \frac{1}{\frac{\pi D_{ext} L_{tubos} N_r N_p}{h_{c,r} \pi D_{int} L_{tubos} N_r N_p} + \frac{\pi D_{ext} L_{tubos} N_r N_p R_{f,int}''}{\pi D_{int} L_{tubos} N_r N_p} + \frac{\pi D_{ext} L_t N_r N_p \ln(D_{ext}/D_{int})}{2\pi k_t L_t N_r N_p} + \frac{1}{h_{c,w}} + R_{f,ext}''} \\ U_{os} &= \frac{U_{int}A_{int}}{A_{ext}} = \frac{1}{\frac{D_{ext}}{h_{c,r}D_{int}} + \frac{D_{ext}R_{f,int}''}{D_{int}} + \frac{D_{ext}\ln(D_{ext}/D_{int})}{2k_t} + \frac{1}{h_{c,w}} + R_{f,ext}''} \end{aligned} \quad (A.3.31)$$

➤ Coeficiente de transferencia de masa

La siguiente correlación volumétrica para el coeficiente de transferencia de masa se halló para adaptarse a los datos obtenidos por T. Mizushina [10]:

$$h_D a = 5.027 \times 10^{-8} Re_a^{0.9} Re_w^{0.15} D_{ext}^{-2.6} \quad (A.3.32)$$

El área entre caras por unidad de volumen de un haz de tubos en formación ($2 \times d_{t,os}$) puede expresarse como:

$$a = \frac{\pi D_{ext}}{(2D_{ext})(\sqrt{3}D_{ext})} = \frac{\pi}{(2\sqrt{3}D_{ext})} = \frac{0.9069}{D_{ext}} \quad (A.3.33)$$

El coeficiente de transferencia de masa basado en el área entre caras por unidad de volumen de un haz de tubos puede ahora simplificarse como:

$$h_D = 5.544 \times 10^{-8} Re_a^{0.9} Re_w^{0.15} d_{t,os}^{-1.6} \quad (A.3.34)$$

Siendo:

$$Re_a = \frac{\rho_a v_{a,max} D_{ext}}{\mu_a} \quad (A.3.35)$$

$$v_{a,max} = v_a \frac{S_T}{S_T - D_{ext}}, \text{ para la configuración recta.} \quad (A.3.36)$$

$$v_{a,max} = v_a \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D_{ext})}, \text{ para la configuración escalonada.} \quad (A.3.37)$$

$$Re_w = \frac{\rho_w v_w D_{ext}}{\mu_w} = \frac{\dot{m}_{wA} D_{ext}}{\mu_w} \quad (A.3.38)$$

$$\text{Siendo: } \dot{m}_{wA} = \frac{\dot{m}_w}{h_C w_C} \quad (A.3.39)$$

A.4. – Propiedades térmicas de los fluidos que intervienen en el proceso

En este capítulo se va a estudiar en detalle el cálculo de las propiedades térmicas del aire, del agua y del refrigerante. Se van a hallar varias correlaciones entre estas propiedades y las temperaturas de los fluidos. Hay que tener en cuenta de que estas correlaciones sólo son válidas para el rango de temperaturas dado. Los valores de todas las propiedades para las condiciones requeridas se encuentran en el Anexo A.5. Estas relaciones se han obtenido de [10] [11] [12] [16] y [22].

➤ AIRE

❖ Densidad

Como es sabido, el volumen de aire húmedo se entiende como una mezcla de gases constituida por una masa de aire seco y agua en estado de vapor. La presión total ejercida por la mezcla es la suma de las presiones parciales ejercidas por el aire seco (p_{as}), y la presión ejercida por el vapor de agua (p_v). Aplicando la ecuación de los gases se tiene:

$$p_{as} = \rho_{as} R_{as} T_a \quad (\text{A.4. 1})$$

$$p_v = \rho_v R_v T_a \quad (\text{A.4. 2})$$

$$\text{Ley de Dalton:} \quad p_a = p_{as} + p_v \quad (\text{A.4. 3})$$

La densidad del aire húmedo será:

$$\rho_a = \frac{m_d + m_v}{V} = \rho_{as} + \rho_v \quad (\text{A.4. 4})$$

Utilizando (A.4. 1), (A.4. 2), (A.4. 3) y (A.4. 4), se obtiene la siguiente relación:

$$\begin{aligned} \rho_a &= \rho_{as} + \rho_v = \frac{p_a - p_v}{R_{as} T_a} + \frac{p_v}{R_v T_a} = \frac{p_a}{R_{as} T_a} \left[1 - \frac{p_v}{p_a} \left(1 - \frac{R_{as}}{R_v} \right) \right] \\ &= \frac{p}{R_{as} T_a} \left[1 - \frac{p_v}{p_a} (1 - 0.622) \right] \\ \rho_a &= \frac{p}{R_{as} T_a} \left[1 - 0.378 \frac{p_v(T_a)}{p_a} \right] \end{aligned} \quad (\text{A.4. 5})$$

❖ Viscosidad dinámica

Esta propiedad de la mezcla se puede determinar como la media ponderada de las viscosidades del aire seco y del vapor de agua:

$$\mu_a = \frac{\mu_{as} X_{as} M_{as} + \mu_v X_v M_v}{(X_{as} M_{as} + X_v M_v)} \quad (\text{A.4. 6})$$

❖ Calor específico

La entalpía específica de la mezcla aire-vapor evaluada a la temperatura del aire se describe en la ecuación (3. 4).

$$c_{p,a} = c_{p,da} + Wc_{p,v}$$

❖ Tablas de propiedades

Tabla A.4. 1. Propiedades del aire y del vapor agua en función de la temperatura del aire

T_a (°C)	ρ_{as} (kg/m ³)	ρ_v (kg/m ³)	$\mu_{as} \cdot 10^6$ (N · s/m ²)	$\mu_v \cdot 10^6$ (N · s/m ²)	$c_{p,da}$ (kJ/kg · K)	$c_{p,v}$ (kJ/kg · K)
22	1.1780	0.019	18.22	8.89	1.0078	1.868
27	1.1614	0.026	18.46	9.09	1.0080	1.872
32	1.1448	0.034	18.69	9.29	1.0082	1.877
37	1.1281	0.044	18.93	9.49	1.0084	1.882
42	1.1115	0.056	19.17	9.69	1.0086	1.888
47	1.0948	0.072	19.40	9.89	1.0088	1.895

En la Tabla A.4. 1 pueden comprobarse los valores de las distintas propiedades del aire y del agua en función de la temperatura del aire. Como se ha explicado en el capítulo 4.2, se puede tomar una temperatura del aire máxima de 40°C. A partir de esta hipótesis, se puede asegurar que para ρ_{as} , μ_{as} , $c_{p,da}$ y $c_{p,v}$ en el caso más desfavorable el máximo error relativo cometido será de un 5%. Sabiendo esto, se toman las propiedades como constantes e iguales a la media de los valores que aparecen en dicha tabla.

Tabla A.4. 2. Valores medios de las propiedades del aire en el rango de temperaturas de aire dadas

$\rho_{as} = 1.1281 \text{ kg/m}^3$
$\mu_{as} = 18.93 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cdot \text{s/m}^2$
$c_{p,da} = 1.0084 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$
$c_{p,v} = 1.883 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

Sin embargo, para el caso de ρ_v y μ_v existe una gran variación entre sus valores, por lo que es necesario establecer una correlación dependiente de la temperatura. Realizando un ajuste por mínimos cuadrados se obtiene:

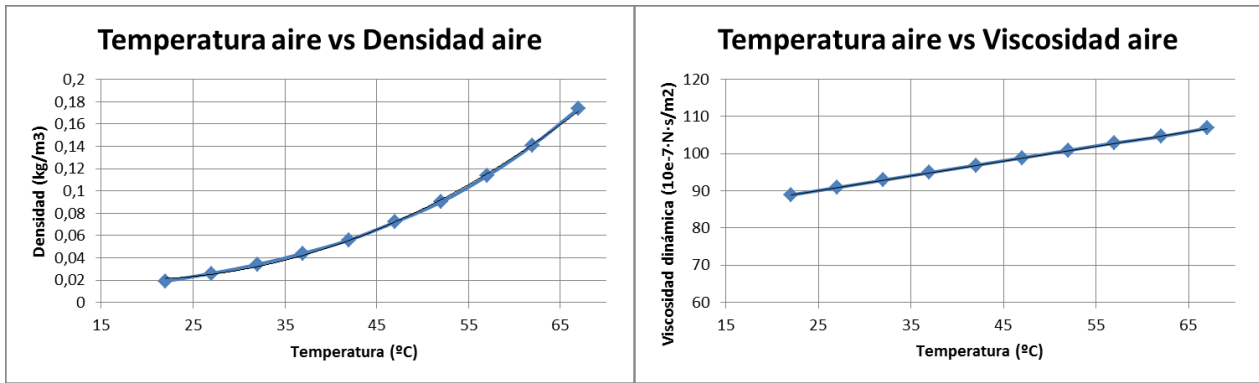


Figura A.4. 1 y A.4. 2. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del aire.

$$\rho_v = 6.53 \cdot 10^{-5} \cdot Ta^2 - 2.47 \cdot 10^{-3} \cdot Ta + 0.044 \quad (\text{A.4. 7})$$

$$\mu_v = (0.0397 \cdot Ta + 8.018) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4. 8})$$

En el caso del aire saturado, se realiza la misma hipótesis que para el aire seco, por lo que se utilizan los mismos valores obtenidos que para $\rho_{as,w}$, $\mu_{as,w}$, $c_{p,da,w}$, $\rho_{v,w}$, $\mu_{v,w}$ y $c_{p,v,w}$.

Por lo tanto, la entalpía del aire (h_a) dependerá de la temperatura del aire y de la humedad relativa y la entalpía del aire en la interfase ($h_{s,w}$) sólo dependerá de la temperatura del agua.

➤ AGUA

En la Tabla A.4. 3 pueden comprobarse los valores de las distintas propiedades del agua líquida en función de la temperatura su temperatura. Para ρ_w y c_w en el caso más desfavorable el máximo error relativo cometido será de un 1%. Por lo tanto, se toman estas propiedades como constantes e iguales a la media de los valores que aparecen en dicha tabla.

Tabla A.4. 3. Propiedades del agua líquida a la presión atmosférica en función de su temperatura.

T_w (°C)	ρ_w (kg/m³)	$\mu_w \cdot 10^6$ (N · s/m²)	$c_{p,w}$ (kJ/kg · K)
22	998,0	959	4,181
27	997,0	855	4,179
32	995,0	769	4,178
37	993,0	695	4,178
42	991,1	631	4,179
47	989,1	577	4,18
52	987,2	528	4,182

Tabla A.4. 4. Valores medios de las propiedades del agua líquida a la presión atmosférica.

$$\rho_w = 993.0 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p,w} = 4.179 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$$

Para el caso de μ_w existe una mayor variación entre sus valores, por lo que es necesario establecer una correlación dependiente de la temperatura. Realizando un ajuste por mínimos cuadrados se obtiene:

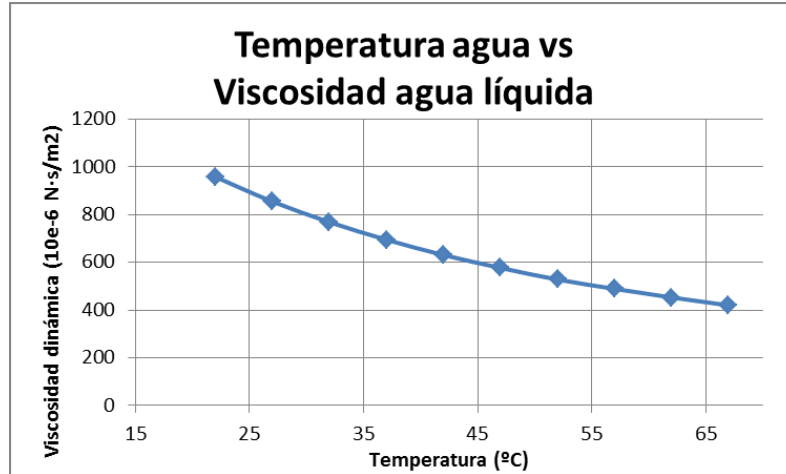


Figura A.4. 3. Relaciones entre temperatura y viscosidad del agua líquida.

$$\mu_w = (0.171 \cdot T_w^2 - 26.91 \cdot T_w + 1460.5) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4. 9})$$

➤ REFRIGERANTE R-134a

Para hallar estas propiedades en el estado de vapor y líquido saturado es necesario establecer las temperaturas a las que se encuentra el refrigerante. Para el estado de vapor se utiliza la temperatura de condensación para la presión dada. En la Tabla A.4. 5 se muestran los valores de las propiedades termodinámicas para cada valor de la temperatura de condensación. Se puede realizar un ajuste por mínimos cuadrados para hallar las ecuaciones que relacionan estas propiedades con la temperatura.

Tabla A.4. 5. Valores de las propiedades del refrigerante R-134a en estado de vapor saturado.

T_r (°C)	$\rho_{r,v}$ (kg/m³)	$\mu_{r,v} \cdot 10^6$ (N · s/m²)	$k_{r,v} \cdot 10^3$ (W/m · K)	$c_{pr,v}$ (kJ/kg · K)
30	37,59	12,38	15,01	1,065
34	42,19	12,58	15,47	1,095
38	47,39	12,78	15,95	1,128
42	52,91	13,00	16,45	1,164
46	59,17	13,23	16,98	1,203
50	66,22	13,47	17,54	1,246

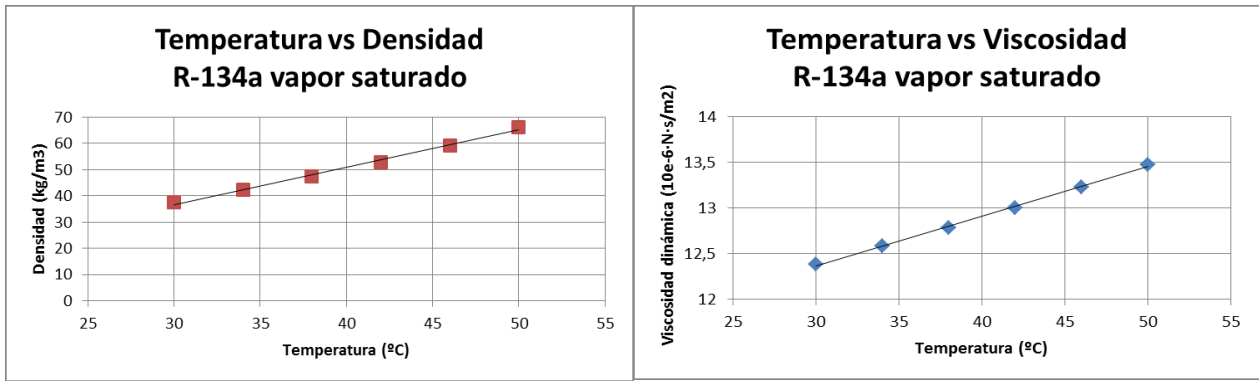


Figura A.4. 4 y A.4. 5. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del R-134a en estado de vapor saturado.

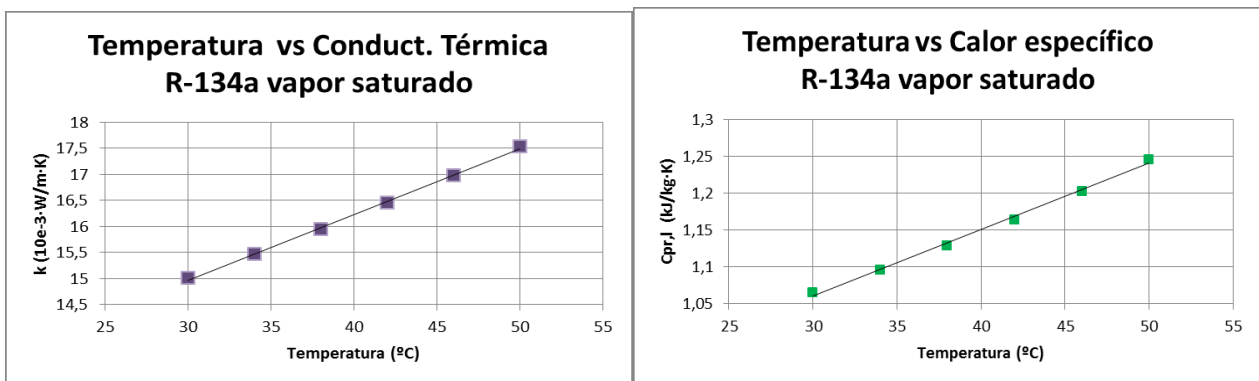


Figura A.4. 6 y A.4. 7. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del R-134a en estado de vapor saturado.

$$\rho_{r,v} = 1.423 \cdot T_r - 6.115 \quad (\text{A.4.10})$$

$$\mu_{r,v} = (0.0544 \cdot T_r + 10.729) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4.11})$$

$$k_{r,v} = (0.126 \cdot T_r + 11.178) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A.4.12})$$

$$c_{pr,v} = (0.00902 \cdot T_r + 0.789) \cdot 10^3 \quad (\text{A.4.13})$$

Estas propiedades se mantienen fijas a lo largo de todo el cálculo ya que la temperatura es constante durante el proceso de condensación del refrigerante.

Para el estado de líquido saturado se utiliza la llamada ‘temperatura de película’, siendo esta temperatura un valor medio entre la temperatura de condensación del refrigerante (T_r) y la temperatura del agua (T_w). Como la temperatura del agua es variable, se va a tomar un rango de posibles temperaturas de película (T_f) y se van a evaluar estas propiedades a dichas temperaturas. Se utilizará el mismo rango de temperaturas que para el estado de vapor, ya que es improbable que la temperatura del agua sea inferior a 25° C.

Tabla A.4. 6. Propiedades del líquido saturado del refrigerante R-134a a la temperatura de película.

T_f (°C)	$\rho_{r,l}$ (kg/m ³)	$\mu_{r,l} \cdot 10^6$ (N · s/m ²)	$k_{r,l} \cdot 10^3$ (W/m · K)	$c_{pr,l}$ (kJ/kg · K)
25	1206,7	196,3	82,53	1,425
30	1187,5	184,6	80,27	1,446
35	1167	173,4	77,98	1,471
40	1146	162,7	75,69	1,498
45	1125	152,5	73,37	1,53

Todas estas propiedades varían notablemente por lo que se van a establecer correlaciones de estas propiedades dependientes de la temperatura de película. Realizando un ajuste por mínimos cuadrados se obtiene:

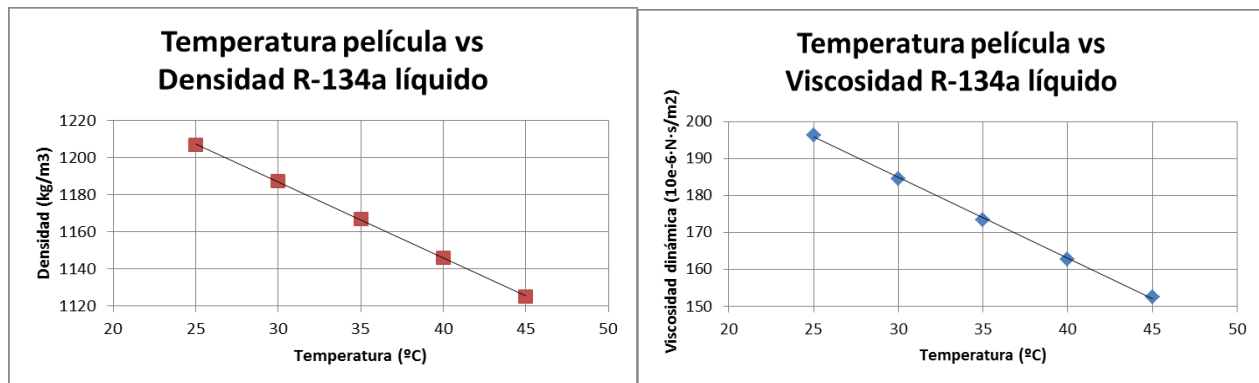


Figura A.4. 8 y A.4. 9. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del refrigerante R-134a en estado líquido saturado a la temperatura de película.

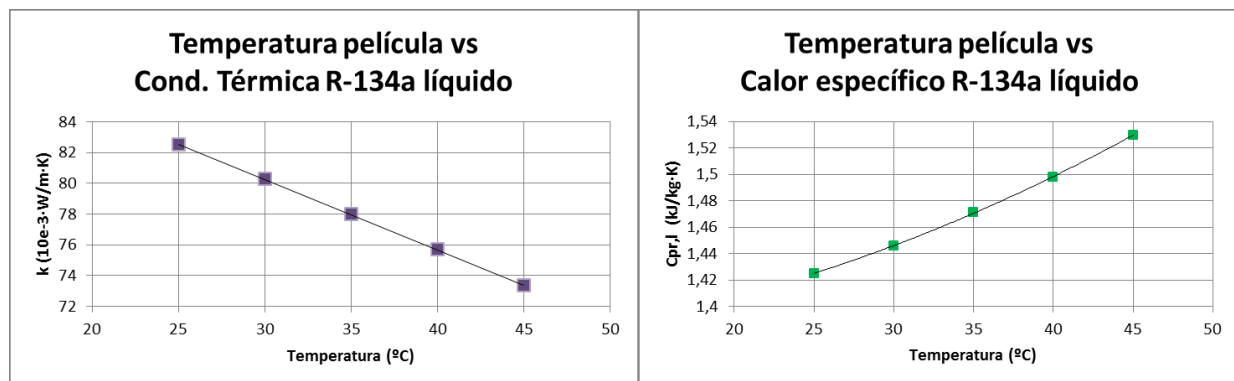


Figura A.4. 10 y A.4. 11. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del refrigerante R-134a en estado líquido saturado a la temperatura de película.

$$\rho_{r,l} = -4.098 \cdot T_f + 1309.9 \quad (\text{A.4.14})$$

$$\mu_{r,l} = (-2.19 \cdot T_f + 250.55) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4.15})$$

$$k_{r,l} = (-0.458 \cdot T_f + 93.99) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A.4.16})$$

$$c_{pr,l} = (6.857 \cdot 10^{-5} \cdot T_f^2 + 4.40 \cdot 10^{-4} \cdot T_f + 1.371) \cdot 10^3 \quad (\text{A.4.17})$$

Estas propiedades sí varían durante el cálculo debido a la variación de la temperatura del agua durante el proceso.

➤ REFRIGERANTE AMONIACO (R-717)

Se realiza el mismo procedimiento que para el otro refrigerante. Se obtiene:

Tabla A.4. 7. Valores de las propiedades del amoniaco en estado de vapor saturado.

T_r (°C)	$\rho_{r,v}$ (kg/m ³)	$\mu_{r,v} \cdot 10^6$ (N · s/m ²)	$k_{r,v} \cdot 10^3$ (W/m · K)	$c_{pr,v}$ (kJ/kg · K)
25	9,0533	9,995	27,73	3,25
30	10,17	10,127	28,58	3,35
35	11,403	10,262	29,48	3,456
40	12,74	10,398	30,41	3,57
45	14,2	10,543	31,38	3,69
50	15,78	10,67	32,41	3,82

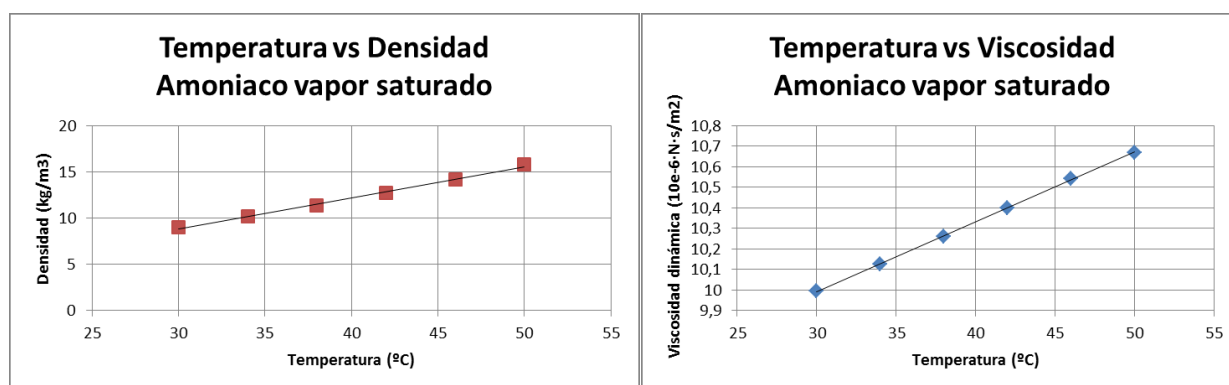


Figura A.4. 12 y A.4. 13. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del amoniaco en estado de vapor saturado.

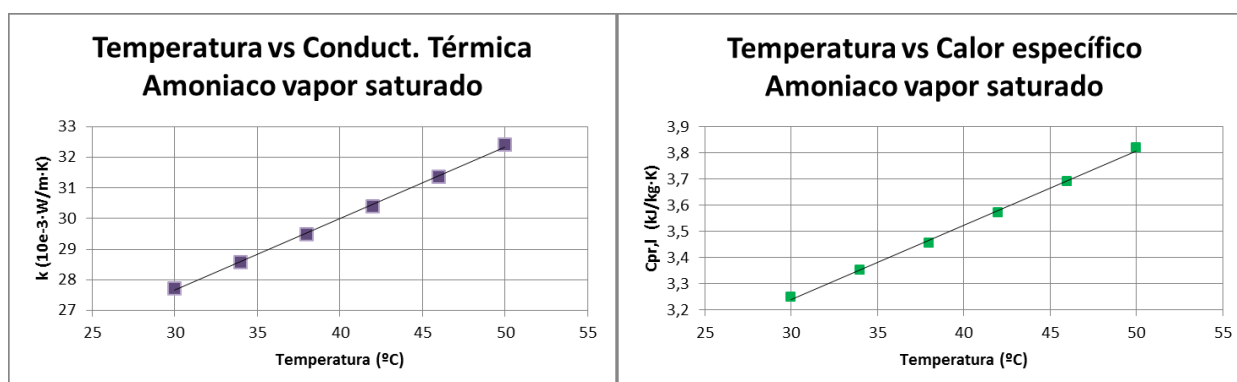


Figura A.4. 14 y A.4. 15. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del amoniaco en estado de vapor saturado.

$$\rho_{r,v} = 0.336 \cdot T_r - 1.221 \quad (\text{A.4.18})$$

$$\mu_{r,v} = (0.0340 \cdot T_r + 8.973) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4.19})$$

$$k_{r,v} = (0.234 \cdot T_r + 20.646) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A.4.20})$$

$$c_{pr,v} = (0.0284 \cdot T_r + 2.384) \cdot 10^3 \quad (\text{A.4.21})$$

Tabla A.4. 8. Propiedades del líquido saturado del amoniaco a la temperatura de película.

T_f (°C)	$\rho_{r,l}$ (kg/m ³)	$\mu_{r,l} \cdot 10^6$ (N · s/m ²)	$k_{r,l}$ (W/m · K)	$c_{pr,l}$ (kJ/kg · K)
25	602,76	131,7	470,9	4,78
30	595,17	125,4	461,2	4,81
35	587,4	119,6	451,3	4,88
40	579,44	114	441,4	4,98
45	571,27	108,8	431,3	5,102

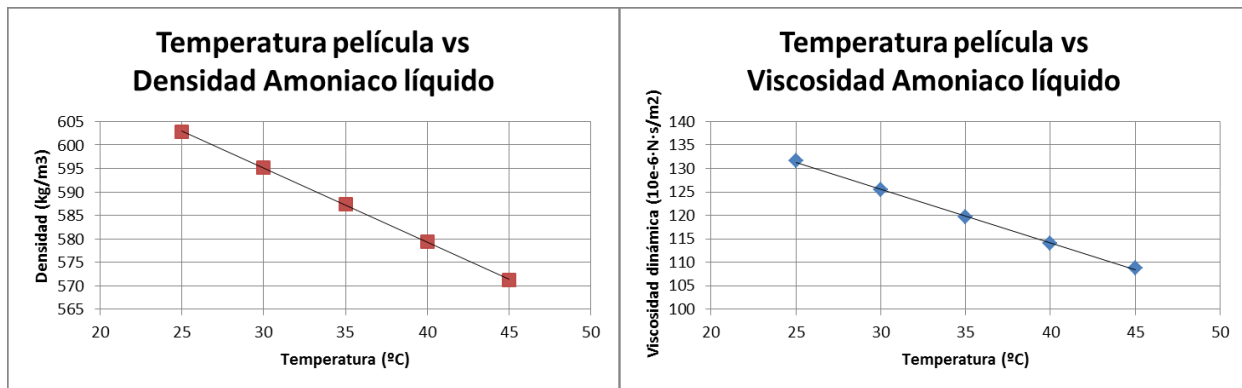


Figura A.4. 16 y A.4. 17. Relaciones entre temperatura, densidad y viscosidad del amoniaco en estado líquido saturado a la temperatura de película.

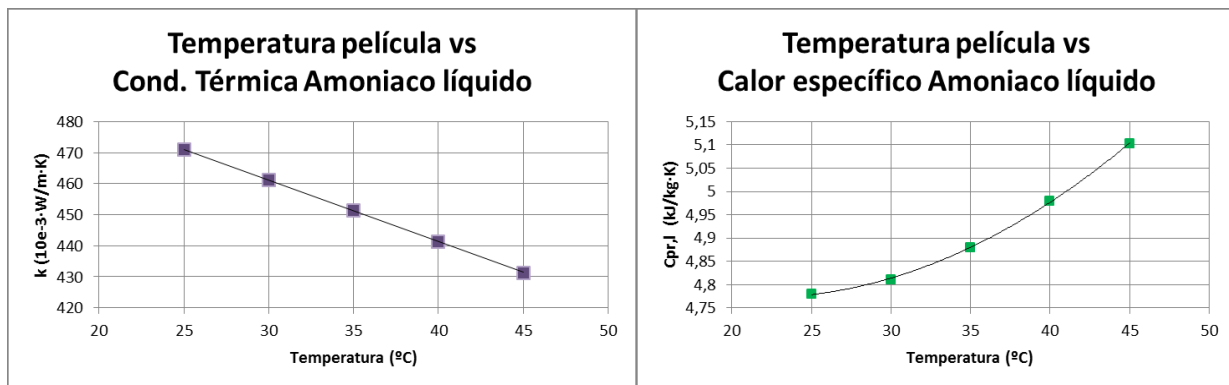


Figura A.4. 18 y A.4. 19. Relaciones entre temperatura, conductividad térmica y calor específico del amoniaco en estado líquido saturado a la temperatura de película.

$$\rho_{r,l} = -1.574 \cdot T_f + 642.31 \quad (\text{A.4.22})$$

$$\mu_{r,l} = (-1.144 \cdot T_f + 159.94) \cdot 10^{-6} \quad (\text{A.4.23})$$

$$k_{r,l} = (-1.98 \cdot T_f + 520.52) \cdot 10^{-3} \quad (\text{A.4.24})$$

$$c_{pr,l} = (6.114 \cdot 10^{-4} \cdot T_f^2 - 0.0265 \cdot T_f + 5.059) \cdot 10^3 \quad (\text{A.4.25})$$

A.5.- Relación de Tablas y Gráficas de las propiedades térmicas de los fluidos que intervienen en el proceso

Tabla A.5. 1. Propiedades termofísicas del agua a presión atmosférica. Fuente: Incropera

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Aire							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536
Amoniaco (NH₃)							
300	0.6894	2.158	101.5	14.7	24.7	16.6	0.887
320	0.6448	2.170	109	16.9	27.2	19.4	0.870
340	0.6059	2.192	116.5	19.2	29.3	22.1	0.872
360	0.5716	2.221	124	21.7	31.6	24.9	0.872
380	0.5410	2.254	131	24.2	34.0	27.9	0.869

Tabla A.5. 2. Propiedades termofísicas del agua saturada. Fuente: Incropera

Temperatura, T (K)	Volumen específico (m ³ /kg)		Presión P (bars) ^b	Entalpía de vaporización h_{fg} (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m ²)		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial α_f · 10 ³ (N/m)	Coeficiente de expansión β_f · 10 ⁶ (K ⁻¹)	Temperatura T (K)
	v_f · 10 ³	v_g			$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f · 10 ⁶	μ_g · 10 ⁶	k_f · 10 ³	k_g · 10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	1.000	206.3	0.00611	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	1.000	181.7	0.00697	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	1.000	130.4	0.00990	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	1.000	99.4	0.01387	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	1.001	69.7	0.01917	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	1.002	51.94	0.02617	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	1.003	39.13	0.03531	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	1.005	29.74	0.04712	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	1.007	22.93	0.06221	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	1.009	17.82	0.08132	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	1.011	13.98	0.1053	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	1.013	11.06	0.1351	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	1.016	8.82	0.1719	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	1.018	7.09	0.2167	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	1.021	5.74	0.2713	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	1.024	4.683	0.3372	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	1.027	3.846	0.4163	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	1.030	3.180	0.5100	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	1.034	2.645	0.6209	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	1.038	2.212	0.7514	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365
370	1.041	1.861	0.9040	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370
373.15	1.044	1.679	1.0133	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15
375	1.045	1.574	1.0815	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375
380	1.049	1.337	1.2869	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380
385	1.053	1.142	1.5233	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385

Tabla A.5. 3. Propiedades termofísicas del R-134a saturado. Fuente: Incropera

R-134a, CH ₂ F-CF ₃ , 1,1,1,2-Tetrafluoretano							
t (°C)	P (kPa)	ρ _l (kg/m ³)	v _g (m ³ /kg)	h _l (kJ/kg)	h _g (kJ/kg)	s _l (kJ/kg·K)	s _g (kJ/kg·K)
-50	29.5	1446.3	0.6056	135.7	367.6	0.741	1.780
-48	33.1	1440.6	0.5436	138.2	368.9	0.752	1.777
-46	37.0	1434.9	0.4891	140.6	370.2	0.763	1.774
-44	41.4	1429.2	0.4410	143.1	371.5	0.774	1.770
-42	46.1	1423.5	0.3985	145.6	372.7	0.785	1.767
-40	51.2	1417.7	0.3608	148.1	374.0	0.796	1.764
-38	56.9	1411.9	0.3273	150.7	375.3	0.806	1.761
-36	62.9	1406.1	0.2975	153.2	376.5	0.817	1.759
-34	69.6	1400.2	0.2709	155.7	377.8	0.828	1.756
-32	76.7	1394.3	0.2471	158.2	379.1	0.838	1.754
-30	84.4	1388.4	0.2258	160.8	380.3	0.849	1.751
-28	92.8	1382.4	0.2067	163.3	381.6	0.859	1.749
-26	101.7	1376.5	0.1895	165.9	382.8	0.869	1.747
-24	111.4	1370.4	0.1739	168.5	384.1	0.880	1.745
-22	121.7	1364.4	0.1600	171.1	385.3	0.890	1.743
-20	132.8	1358.3	0.1473	173.6	386.5	0.900	1.741
-18	144.7	1352.1	0.1358	176.2	387.8	0.910	1.740
-16	157.4	1345.9	0.1254	178.8	389.0	0.921	1.738
-14	170.9	1339.7	0.1160	181.4	390.2	0.931	1.736
-12	185.4	1333.4	0.1074	184.1	391.4	0.941	1.735
-10	200.7	1327.1	0.0995	186.7	392.7	0.951	1.733
-8	217.1	1320.8	0.0924	189.3	393.9	0.961	1.732
-6	234.4	1314.3	0.0858	192.0	395.1	0.971	1.731
-4	252.9	1307.9	0.0798	194.6	396.2	0.980	1.729
-2	272.4	1301.4	0.0743	197.3	397.4	0.990	1.728
0	293.0	1294.8	0.0693	200.0	398.6	1.000	1.727
2	314.8	1288.1	0.0646	202.7	399.8	1.010	1.726
4	337.9	1281.4	0.0603	205.4	400.9	1.019	1.725
6	362.2	1274.7	0.0564	208.1	402.1	1.029	1.724
8	387.9	1267.9	0.0528	210.8	403.2	1.039	1.723
10	414.9	1261.0	0.0494	213.6	404.3	1.048	1.722
12	443.3	1254.0	0.0463	216.3	405.4	1.058	1.721
14	473.2	1246.9	0.0434	219.1	406.5	1.068	1.720
16	504.6	1239.8	0.0407	221.9	407.6	1.077	1.720
18	537.5	1232.6	0.0383	224.7	408.7	1.087	1.719
20	572.1	1225.3	0.0360	227.5	409.7	1.096	1.718
22	608.3	1218.0	0.0338	230.3	410.8	1.106	1.717
24	646.2	1210.5	0.0318	233.1	411.8	1.115	1.716
26	685.8	1202.9	0.0300	236.0	412.8	1.125	1.716
28	727.3	1195.2	0.0282	238.8	413.8	1.134	1.715
30	770.6	1187.5	0.0266	241.7	414.8	1.143	1.714
32	815.9	1179.6	0.0251	244.6	415.8	1.153	1.714
34	863.1	1171.6	0.0237	247.5	416.7	1.162	1.713
36	912.4	1163.4	0.0224	250.5	417.6	1.172	1.712
38	963.7	1155.2	0.0211	253.4	418.5	1.181	1.712
40	1017.1	1146.7	0.0200	256.4	419.4	1.190	1.711
42	1072.8	1138.2	0.0189	259.4	420.3	1.200	1.710
44	1130.7	1129.5	0.0178	262.4	421.1	1.209	1.710
46	1190.9	1120.6	0.0169	265.5	421.9	1.219	1.709
48	1253.6	1111.5	0.0159	268.5	422.7	1.228	1.708
50	1318.6	1102.3	0.0151	271.6	423.4	1.237	1.707
52	1386.2	1092.9	0.0143	274.7	424.1	1.247	1.706
54	1456.3	1083.2	0.0135	277.9	424.8	1.256	1.705
56	1529.0	1073.4	0.0128	281.1	425.4	1.266	1.704
58	1604.5	1063.2	0.0121	284.3	426.0	1.275	1.703
60	1682.8	1052.9	0.0114	287.5	426.6	1.285	1.702
62	1763.8	1042.2	0.0108	290.8	427.1	1.294	1.701
64	1847.9	1031.3	0.0102	294.1	427.6	1.304	1.700
66	1934.9	1020.0	0.0097	297.4	428.0	1.314	1.699
68	2025.0	1008.3	0.0091	300.8	428.3	1.323	1.697
70	2118.2	996.3	0.0086	304.3	428.6	1.333	1.695

Tabla A.5. 4. Propiedades termofísicas del R-134a saturado. Fuente: Incropera

R-717, NH ₃ , Amoniaco							
t (°C)	P (kPa)	ρ_l (kg/m ³)	v_g (m ³ /kg)	h_l (kJ/kg)	h_g (kJ/kg)	s_l (kJ/kg·K)	s_g (kJ/kg·K)
-50	40.8	702.1	2.6289	-24.7	1391.2	0.094	6.440
-48	45.9	699.7	2.3565	-16.0	1394.6	0.133	6.399
-46	51.5	697.4	2.1169	-7.2	1397.9	0.172	6.358
-44	57.6	695.0	1.9057	1.5	1401.3	0.211	6.319
-42	64.3	692.6	1.7191	10.3	1404.5	0.249	6.281
-40	71.7	690.2	1.5539	19.2	1407.8	0.287	6.243
-38	79.7	687.7	1.4073	28.0	1411.0	0.324	6.206
-36	88.4	685.3	1.2769	36.9	1414.1	0.362	6.170
-34	97.9	682.8	1.1607	45.8	1417.2	0.399	6.134
-32	108.2	680.3	1.0570	54.7	1420.3	0.436	6.099
-30	119.4	677.8	0.9642	63.6	1423.3	0.473	6.065
-28	131.5	675.3	0.8810	72.6	1426.3	0.510	6.032
-26	144.6	672.8	0.8062	81.5	1429.2	0.546	5.999
-24	158.6	670.3	0.7390	90.5	1432.1	0.582	5.967
-22	173.8	667.7	0.6784	99.5	1434.9	0.618	5.935
-20	190.1	665.1	0.6237	108.6	1437.7	0.654	5.904
-18	207.6	662.6	0.5742	117.6	1440.4	0.689	5.874
-16	226.3	660.0	0.5294	126.7	1443.1	0.725	5.844
-14	246.4	657.3	0.4888	135.8	1445.7	0.760	5.814
-12	267.9	654.7	0.4518	144.9	1448.2	0.795	5.785
-10	290.8	652.1	0.4182	154.0	1450.7	0.829	5.757
-8	315.2	649.4	0.3875	163.2	1453.1	0.864	5.729
-6	341.2	646.7	0.3596	172.3	1455.5	0.898	5.701
-4	368.9	644.0	0.3340	181.5	1457.8	0.932	5.674
-2	398.3	641.3	0.3106	190.8	1460.1	0.966	5.647
0	429.6	638.6	0.2892	200.0	1462.2	1.000	5.621
2	462.6	635.8	0.2695	209.3	1464.3	1.034	5.595
4	497.7	633.1	0.2514	218.6	1466.4	1.067	5.569
6	534.8	630.3	0.2348	227.9	1468.4	1.100	5.544
8	573.9	627.5	0.2195	237.2	1470.3	1.133	5.519
10	615.3	624.6	0.2053	246.6	1472.1	1.166	5.494
12	658.9	621.8	0.1923	256.0	1473.9	1.199	5.470
14	704.9	618.9	0.1802	265.4	1475.5	1.232	5.446
16	753.3	616.0	0.1691	274.8	1477.2	1.264	5.422
18	804.2	613.1	0.1587	284.3	1478.7	1.297	5.399
20	857.8	610.2	0.1491	293.8	1480.1	1.329	5.376
22	914.0	607.2	0.1402	303.3	1481.5	1.361	5.353
24	972.9	604.3	0.1320	312.9	1482.8	1.393	5.330
26	1034.8	601.3	0.1243	322.5	1484.0	1.425	5.307
28	1099.5	598.2	0.1171	332.1	1485.1	1.456	5.285
30	1167.4	595.2	0.1104	341.8	1486.2	1.488	5.263
32	1238.3	592.1	0.1042	351.5	1487.1	1.520	5.241
34	1312.5	589.0	0.0984	361.2	1488.0	1.551	5.219
36	1390.0	585.8	0.0930	371.0	1488.7	1.582	5.198
38	1470.9	582.6	0.0879	380.8	1489.4	1.613	5.176
40	1555.3	579.4	0.0831	390.6	1489.9	1.645	5.155
42	1643.3	576.2	0.0786	400.5	1490.4	1.676	5.134
44	1735.1	572.9	0.0745	410.5	1490.7	1.707	5.113
46	1830.6	569.6	0.0705	420.5	1491.0	1.737	5.092
48	1930.0	566.3	0.0668	430.5	1491.1	1.768	5.071
50	2033.5	562.9	0.0634	440.6	1491.1	1.799	5.050
52	2141.0	559.4	0.0601	450.8	1491.0	1.830	5.029
54	2252.8	556.0	0.0570	461.0	1490.8	1.860	5.008
56	2368.9	552.4	0.0541	471.2	1490.5	1.891	4.988
58	2489.4	548.9	0.0514	481.6	1490.0	1.922	4.967
60	2614.5	545.2	0.0488	492.0	1489.4	1.952	4.946
62	2744.2	541.6	0.0464	502.4	1488.6	1.983	4.926
64	2878.7	537.8	0.0441	513.0	1487.7	2.014	4.905
66	3018.1	534.1	0.0419	523.6	1486.6	2.044	4.884
68	3162.5	530.2	0.0398	534.3	1485.4	2.075	4.863
70	3312.0	526.3	0.0379	545.0	1484.1	2.105	4.842

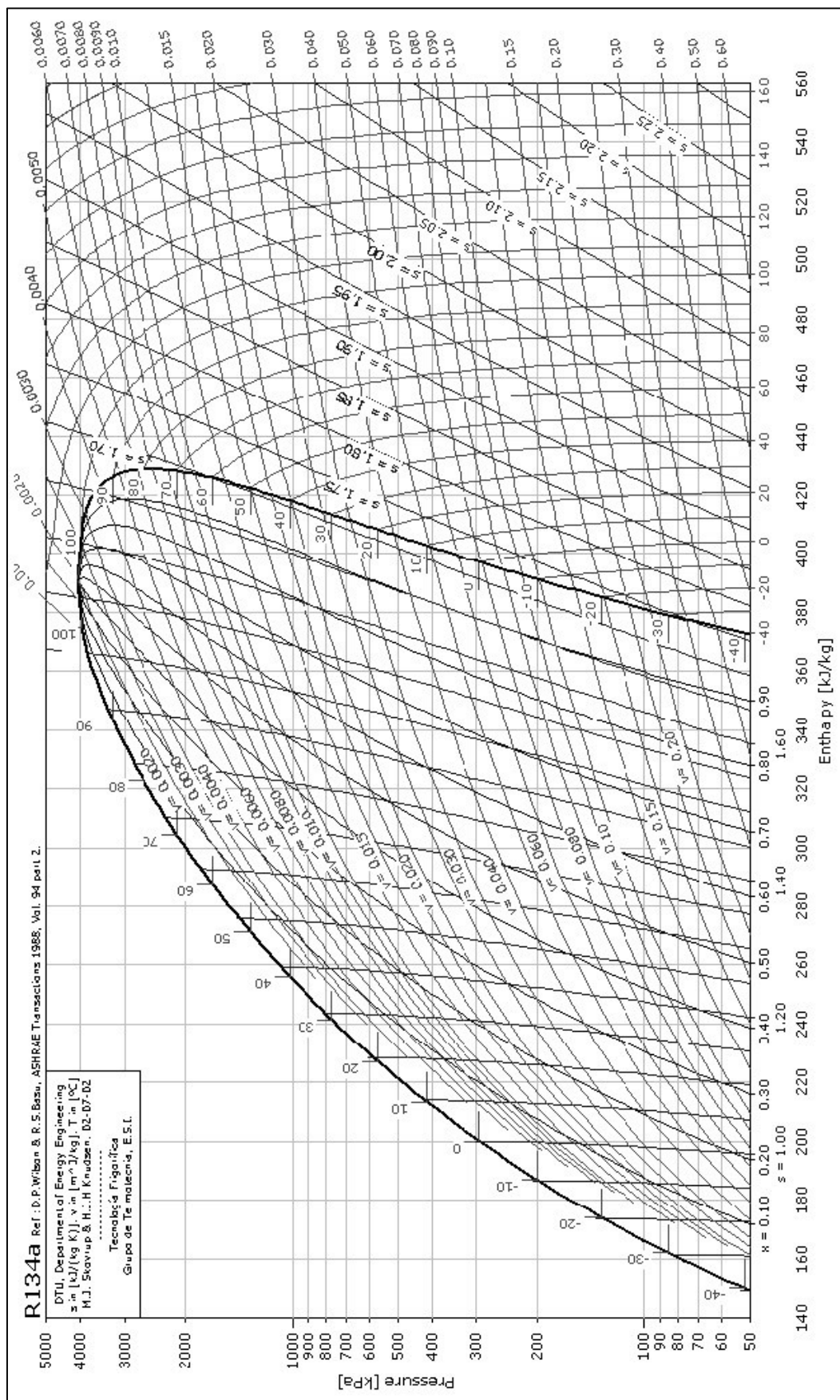


Figura A.5. 2. Diagrama P-h del R-134^a. Fuente: ASHRAE

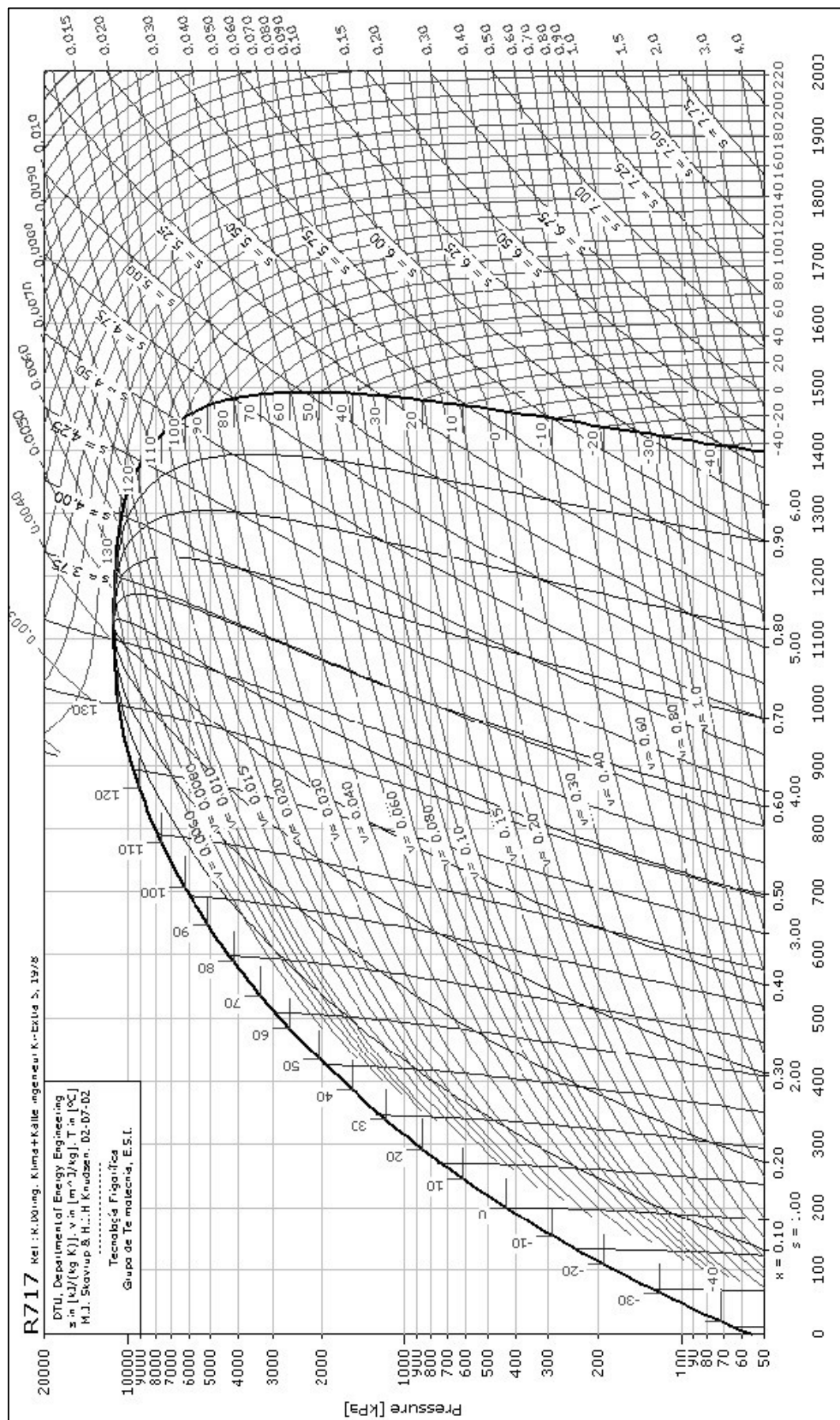


Figura A.5. 3. Diagrama P-h del amoníaco. Fuente: ASHRAE

Tabla A.5. 5. Factores de conversión

Magnitud	Unidad anglosajona	Unidad SI
Masa	1 lb	0.4536 kg
Longitud	1 ft	0.3048 m
Longitud	1 pulg	0.0254 m
Flujo másico	1 lb/s	0.4536 kg/s
Flujo volumétrico	1 galon/min	$6.31 \cdot 10^{-5}$ kg/s
Calor específico	1 BTU/lb·°F	4.1868 kJ/kg·K
Potencia	1 MBTU/hora	0.293 kW
Potencia	1 ton (refrigeración)	3.5 kW
Conductividad térmica	1 BTU/h·ft·°F	1.734 W/m·K
Temperatura	1 °F	$1.8 \cdot [^{\circ}\text{F}] + 32$
Viscosidad dinámica	1 centipoise	0.001 N·s/m ²
Coeficiente Transferencia calor	BTU/h·ft ² ·°F	5.678 W/m ² ·°C
Calor latente	1 BTU/lb	2.326 kJ/kg
Densidad	1 lb/ft ³	16.018 kg/m ³

ANEXO B: ESTUDIO MEDIOAMBIENTAL

En la actualidad, los fabricantes de condensadores evaporativos fabrican los condensadores utilizando estrictas normas de seguridad y ambientales. En el presente documento se realizará una breve descripción de dos de los riesgos medioambientales existen durante el funcionamiento de estos condensadores, el impacto ambiental producido por los refrigerantes utilizados y el tratamiento del agua que circula por su interior.

B.1.- Impacto ambiental de los refrigerantes

Durante muchos años se han empleado en la industria de la refrigeración los llamados CFC's y HCFC's, refrigerantes orgánicos que contienen flúor y cloro.

Las fugas de este tipo de refrigerantes, como el R-11, R-12 o R-22, son una de las mayores causas de la destrucción de la capa de ozono, puesto que al llegar a la atmósfera quedan sometidos a la acción de los rayos ultravioletas que activan la reacción ya conocida de la destrucción del ozono.

Por ello, durante los años 90 aparecieron los llamados HFC's, refrigerantes más benignos con el medio ambiente, ya que no contienen cloro. El inconveniente de estos refrigerantes es su elevado coste respecto a los otros refrigerantes y su rendimiento es algo inferior.

➤ Efecto de los refrigerantes sobre la capa de ozono

Para estimar el daño producido por los hidrocarburos halogenados sobre el ozono de la atmósfera, se utilizan dos parámetros fundamentalmente:

- Tiempo de permanencia en la atmósfera: varía de unos pocos años hasta 400.
- Potencial de destrucción del ozono (ODP). Se cuantifica a través de un parámetro adimensional, tomando valores entre 0 y 1, siendo 1 el valor de referencia máximo (refrigerante R-11).

En la Tabla B.1. 1 se muestran los valores de las vidas medias y ODP de varios refrigerantes. Se observa los dos refrigerantes a los que se hace referencia en el presente trabajo, el R134a y el amoníaco (R717) tienen una vida media muy inferior a los refrigerantes orgánicos utilizados hasta hace unos años.

Por otra parte, el potencial de destrucción del ozono es nulo en ambos casos, ya que el R134a no contiene cloro y el amoníaco es un gas que se encuentra libre en la atmósfera y que no reacciona con el ozono.

Debido a sus condiciones ambientales, el R134a está sustituyendo al R22 en instalaciones de refrigeración de baja potencia y equipos de aire acondicionado.

Tabla B.1. 1. Vida media y potencial destructor del ozono. Fuente: M. Izquierdo [20]

Refrigerante	Vida media estimada (años)	ODP
R11 CFC12	130	0.95
R114 CFC114	200	0.70
R22 HCFC22	15	0.05
NH ₃ Refrig. natural	1.7	0.00
R123 HCFC123	1.6	0.02
R134a HFC134a	1.6	0.00

Es reseñable destacar que el amoníaco (R717), un gas que se encuentra libre en la naturaleza y que daña menos al ozono, está utilizándose de nuevo en instalaciones de refrigeración y climatización, ya que posee buenas características de transferencia de calor y su calor latente de vaporización es bastante elevado. El problema del amoníaco es el carácter irritante de su vapor, por lo que su uso está limitado a grandes instalaciones como la que se ha pretendido diseñar en el presente trabajo.

➤ **Efecto invernadero**

Los CFC's se consideran también gases de efecto invernadero, ya que son gases opacos que impiden bloquean parte de la radiación infrarroja que emite el planeta Tierra. Como resultado, esto impide el enfriamiento del planeta, provocando un calentamiento progresivo. El efecto invernadero provocado por estos gases supone aproximadamente un 20% del total.

Para valorar el efecto invernadero se utilizan los siguientes parámetros:

- Horizonte de tiempo de integración (ITH)
- Potencial de efecto invernadero directo (PEID)
- Potencial de efecto invernadero indirecto (PEII)
- Potencial total de calentamiento (PTC)

Horizonte de integración

El porcentaje de efecto invernadero de cada gas (PEID) depende de su tiempo de permanencia en la atmósfera. El efecto invernadero se evalúa tomando como horizontes los 20, 10 y 500 años. El potencial de efecto invernadero disminuye cuando aumenta el horizonte del tiempo de integración.

Potencial de efecto invernadero directo (PEID)

Es un valor propio de cada refrigerante, es un índice relativo que toma como referencia el efecto del CO₂. Se determina de la siguiente forma:

$$PEID = peid \cdot f \cdot Cr \cdot N \quad (B.1. 1)$$

Tabla B.1. 2. Potencial de efecto invernadero directo por unidad de masa, peid (kg eq. CO₂/kg refrig.) .
Fuente: M. Izquierdo [20]

Gas	ITH 20 años	ITH 100 años	ITH 500 años
CO ₂	1	1	1
CFC11	4500	3500	1500
CFC12	7100	7300	4500
CFC114	6900	6900	5500
HCFC22	4100	1500	510
HCFC123	310	85	29
HFC134a	3200	1200	420
NH ₃	0	0	0

En la Tabla B.1. 2 se muestran los valores de los peid de los refrigerantes para los horizontes de integración de 20, 100 y 500 años. Se observa que el potencial del R134a es relativamente alto, no muy inferior a los refrigerantes clásicos utilizados hasta hace unos años. Por ello, en la actualidad se está empezando a sustituir este refrigerante por otros con menor potencial de efecto invernadero.

El factor de fugas (*f*) se define como el porcentaje de refrigerante que se fuga anualmente de la instalación. Según M. Izquierdo [20], este porcentaje se puede estimar entre un 1% y un 10%. En este trabajo se va a estimar como un 5%. La carga de refrigerante (*Cr* es un factor que indica la cantidad de refrigerante en función de la potencia instalada) *N* es el número de años de funcionamiento de la instalación, en este caso se estima como 20. El peid del R134a para 20 años es 3200 kgCO₂/kgR.

En la Tabla B.1. 3 se ofrecen los valores que puede tomar *Cr*. En este caso la potencia instalada es variable, pero como se ha descrito en la introducción, la potencia mínima del condensador será de 200kW, por lo que se va a considerar en todos los casos *Cr* = 0.3. *N* es el número de años de funcionamiento de la instalación, en este caso se estima como 20. El peid del R134a para 20 años es 3200 kgCO₂/kgR.

Tabla B.1. 3. Valores de *Cr* en función del tamaño de la instalación. Fuente: M. Izquierdo [20]

Tamaño de la instalación	Kg refrig/kWe
Pequeña (<40 kWe)	1
Mediana (40<kWe<250)	0.6
Grande (>250 kWe)	0.3

Por lo tanto, dependiendo de la potencia de la instalación (potencia del compresor, potencia de los ventiladores del evaporador y potencia de los ventiladores y la bomba del condensador evaporativo), es posible hallar este valor para el R134a. En el presente trabajo no se puede calcular este dato ya los datos del compresor y del evaporador son desconocidos.

Realizando un ejemplo de una instalación con 1000 KWe, se obtendría:

$$PEID = peid \cdot f \cdot Cr \cdot W_{instalada} \cdot N = 3200 \cdot 0.05 \cdot 0.3 \cdot 1000 \cdot 20 = 960 \text{ t } CO_2$$

Por otro lado, el amoniaco es un gas de nula aportación al efecto invernadero, ya que debido a su composición no actúa como un gas opaco a la radiación. Por lo tanto, el amoniaco, debido a sus excelentes propiedades termodinámicas y su nula aportación al efecto invernadero y a la destrucción de la capa de ozono, lo convierte en uno de los refrigerantes con mayor importancia en la industria de la refrigeración, salvo su limitación para equipos pequeños, como se ha mencionado con anterioridad.

Potencial de efecto invernadero indirecto (PEII)

Corresponde al CO₂ emitido a la atmósfera al producir la energía eléctrica necesaria para que funcione la instalación.

$$PEII = W_{instalada} \cdot peii \cdot h \cdot D \cdot N \quad (B.1. 2)$$

Siendo peii la masa de CO₂ emitida por cada kWe consumido, su valor en España es de 0.4 kg CO₂/kWe; h las horas de funcionamiento de la instalación, D los días y N los años de vida.

Este valor tampoco se puede calcular ya que no se puede disponer de los datos ya mencionados. Continuando con el ejemplo anterior, considerando que la instalación funciona 6 meses al año, es decir, 180 días, durante 8 horas cada día se obtiene:

$$PEII = W_{instalada} \cdot peii \cdot h \cdot D \cdot N = 1000 \cdot 0.4 \cdot 8 \cdot 180 \cdot 20 = 11520 \text{ t } CO_2$$

Potencial total de calentamiento (PTC)

Es la suma de los dos potenciales anteriores, en el ejemplo planteado para el R134a se tendría un total de 12480 toneladas de CO₂ durante el funcionamiento de la instalación.

Como ya se ha mencionado, el potencial de calentamiento para el amoniaco es nulo.

B.2.- Tratamiento del agua

En las instalaciones de enfriamiento evaporativo, tales como las torres de refrigeración abiertas o cerradas y los condensadores evaporativos es necesario cumplir la normativa vigente en materia de tratamiento de agua.

El Real Decreto 865/2003, de 4 de julio, por el que se establecen los criterios higiénico-sanitarios para la prevención y control de la legionelosis [23] y la Norma UNE 100030 IN [24] son las normas que marcan las pautas a seguir para el tratamiento del agua.

Esta reglamentación afirma que se debe controlar la calidad del agua a fin de obtener unos parámetros que afectan tanto a la calidad sanitaria del agua, como a su composición química y la posibilidad de que sea incrustante o corrosiva.

Para ello es preciso conocer las características, calidad y cantidad de agua disponible, su procedencia, temperatura, caudal y presión en el proceso. A partir de estos datos se habrá previsto y deberá iniciarse el adecuado tratamiento, cuando sea necesario.

Posibilidades de infección e incubación de microorganismos en torres de refrigeración y condensadores evaporativos y sus posibles soluciones

Por las características de su funcionamiento, estos equipos entrañan posibilidades de infección. Estos son algunos de los factores que pueden favorecer su presencia y la forma de evitarlo.

- 1) Los microorganismos se alimentan con agua, que difícilmente puede hallarse sin bacterias de Legionela. En lo posible, conviene elegir suministros de aguas potables o con un tratamiento previo.
- 2) Captan materia orgánica arrastrada, hongos, bacterias, etc. Por ello es necesario escoger un emplazamiento en zona limpia y disponer de un sistema eficaz de filtrado del agua para eliminar los materiales en suspensión. Según las circunstancias será conveniente la aplicación de tratamientos antialgas.
- 3) Durante su funcionamiento, las torres y los condensadores evaporativos pueden propiciar condiciones de temperatura idóneas para el desarrollo de los microorganismos captados, entre ellos la Legionela. En lo posible, se elegirán emplazamientos frescos y poco soleados.

ANEXO C: CÓDIGO MATLAB COMPLETO

En este Anexo se muestra el código de Matlab utilizado para la aplicación GUI explicada en el capítulo 4.4. Este código se compone de diversos archivos de texto editables .m correspondientes a la parte de la interfaz gráfica .fig

Se irán viendo los diferentes archivos a medida que vayan siendo requeridos por la aplicación, tal y como aparecen en el diagrama de flujo (Figura 4. 12).

Algunas partes de los archivos no son editables y aparecen al inicio de los mismos, por lo que sólo se explicarán la primera vez que aparezcan, ya que se repiten para varias funciones.

C.1.- Portada de la aplicación

Al escribir Condensador_Evaporativo en la ventana de comandos de Matlab, se abre el archivo Condensador_Evaporativo.fig y se ejecuta el siguiente código (Condensador_Evaporativo.m).

```
function varargout = Condensador_Evaporativo(varargin)

clc

gui_Singleton = 0;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn',  @Condensador_Evaporativo_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @Condensador_Evaporativo_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',   [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargin
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
```

Las líneas anteriores son comunes a todos los archivos .m asociados a los .fig. En lo siguiente no se repetirá su explicación.

```
function Condensador_Evaporativo_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles,
varargin)

handles.output = hObject;

handles.foto1=imread('Sin título.jpg');
image(handles.foto1,'Parent', handles.axes1);
set(handles.axes1,'Visible','off');

handles.foto2=imread('escudo uc3m.jpg');
image(handles.foto2,'Parent', handles.axes2);
set(handles.axes2,'Visible','off');

guidata(hObject, handles);
```

Todas las funciones asociadas con OpeningFcn son los que se ejecutan al abrir cualquier archivo GUI. Así se pueden controlar la inserción de imágenes, datos, etc. Con la función anterior se insertan las imágenes iniciales.

```
function pushbutton2_Callback(hObject, eventdata, handles)

cont = 0;
save cont cont -ascii

close all
IntroDatos

function pushbutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)

col = 0;
save col col -ascii

close all
ResultadoCondEvap
```

La función *pushbutton2_Callback* es la que se ejecuta al pulsar el botón continuar. Se indica que la variable cont es cero, ya que no existen resultados guardados. Se cerraría la ventana, llamando al archivo *IntroDatos.fig*.

Ocorre algo similar con la función *pushbutton3_Callback* (botón *Ir a Resultados*).

C.2.- Ventana de introducción de datos

```
function varargout = IntroDatos(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn',   @IntroDatos_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',    @IntroDatos_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',    [], ...
                  'gui_Callback',     []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end
```

```
function IntroDatos_OpeningFcn(hObject, ~, handles, varargin)
```

```
handles.output = hObject;
```

```
handles.foto1=imread('Cond Geometria inicial.jpg');
image(handles.foto1,'Parent', handles.axes2);
set(handles.axes2,'Visible','off');
```

```
handles.tubos = imread('tubos1.jpg');
image(handles.tubos,'Parent',handles.axes6);
set(handles.axes6,'Visible','off');
```

Aquí se cargan las imágenes iniciales en la ventana de introducción de datos.

```
load cont
```

```
if cont == 1
```

```
    load ('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3',
          'val4','Std','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrli
          q','Murliq','Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')
    load ('ParametrosEntrada2','Ta1','h_rel','Qcc','Hc','Wc','LL')
```

```
    set (handles.edit1,'String',Ta1);
    set (handles.edit2,'String',h_rel);
    set (handles.edit3,'String',Qcc);
    set (handles.edit4,'String',Hc);
    set (handles.edit5,'String',Wc);
    set (handles.edit6,'String',LL);
    set (handles.popupmenu2,'Value',Tipo);
    handles.Tubos = imagen;
    image(handles.Tubos,'Parent',handles.axes6);
    set (handles.axes6,'Visible','off');
    set (handles.popupmenu3,'Value',val);
    set (handles.listbox3,'String',escal);
    set (handles.listbox3,'Value',a);
```

```

set (handles.popupmenu4, 'Value', val2);
set (handles.popupmenu5, 'Value', val3);
set (handles.popupmenu6, 'Value', val4);

```

Si existen datos guardados (*cont = 1*), se cargan mediante el comando *load*. El significado de las variables se explicará más adelante.

```

elseif cont == 0

    imagen = imread('tubos1.jpg');
    handles.Tubos = imread('tubos1.jpg');
    image(handles.Tubos, 'Parent', handles.axes6);
    set (handles.axes6, 'Visible', 'off');
    Tipo = 1;
    val = 1;
    set (handles.popupmenu3, 'Value', val);
    StD = 1.25;
    escal = [1.25 1.5 2 3];
    set(handles.listbox3, 'String', escal);
    a = 1;
    set (handles.listbox3, 'Value', a);
    SLD = 1.25;
    val2 = 1;
    set (handles.popupmenu4, 'Value', val2);
    Ktub = 13.6;
    val3 = 1;
    set (handles.popupmenu5, 'Value', val3);
    Pcrit = 40e5;
    val4 = 1;
    set (handles.popupmenu6, 'Value', val4);
    Tr = 30;
    Ptub = 7.71e5;
    hrv = 414.8e3;
    hrl = 241.7e3;
    hfg = hrv-hrl;
    ROrvap = 1.4258*Tr-6.1153;
    Murvap = (0.05444*Tr+10.729)*1e-6;
    Krvap = (0.1264*Tr+11.1778)*1e-3;
    Crvap = (0.00902*Tr+0.7894)*1e3;
    ROrliq = 1166.44;
    Murliq = 173.9e-6;
    Krliq = 77.97e-3;
    Crliq = 1474;

    save ('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'escal', 'imagen', 'val', 'val2', 'val3',
        'val4', 'StD', 'a', 'SLD', 'Ktub', 'Ptub', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Pcrit', 'Tr',
        'ROrliq', 'Murliq', 'Krliq', 'Crliq', 'ROrvap', 'Murvap', 'Krvap', 'Crvap')
end

guidata(hObject, handles);

```

Si no existen datos guardados (*cont = 0*), se establecen los valores por defecto y se guardan en *ParametrosEntrada.mat*.

Como se ha mencionado anteriormente, esta aplicación cuenta con los comandos Abrir, Guardar Como y Salir. A continuación se describe su código

```

function abrir_Callback(hObject, eventdata, handles)
[Datos_Entrada,fichero] = uigetfile('*.mat','Abrir Valores Iniciales');

if isequal ([Datos_Entrada,fichero],[0,0])
    return
end

load (Datos_Entrada,'Ta1','h_rel','Qcc','Hc','Wc','LL','Tipo','imagen','val',
'escal','val2','val3','val4','StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg',
'Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq','Krliq','Crliq','ROrvap','Mur-
vap','Krvap','Crvap')

set (handles.edit1,'String',Ta1);
set (handles.edit2,'String',h_rel);
set (handles.edit3,'String',Qcc);
set (handles.edit4,'String',Hc);
set (handles.edit5,'String',Wc);
set (handles.edit6,'String',LL);
set (handles.popupmenu2,'Value',Tipo);
handles.Tubos = imagen;
image(handles.Tubos,'Parent',handles.axes6);
set (handles.axes6,'Visible','off');
set (handles.popupmenu3,'Value',val);
set (handles.listbox3,'String',escal);
set (handles.listbox3,'Value',a);
set (handles.popupmenu4,'Value',val2);
set (handles.popupmenu5,'Value',val3);
set (handles.popupmenu6,'Value',val4);

save ('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')
save ('ParametrosEntrada2','Ta1','h_rel','Qcc','Hc','Wc','LL')

```

Al pulsar el botón Abrir en la interfaz gráfica se abre la ventana para buscar datos guardados. Si existen datos guardados, Matlab los reconoce y los carga (*Datos_Entrada.mat*). A continuación asigna los valores cargados a cada una de las variables que se utilizarán posteriormente.

```

function guardar_Callback(hObject, eventdata, handles)

Ta1 = str2double(get(handles.edit1,'string'));
h_rel = str2double(get(handles.edit2,'string'));
Qcc = (str2double(get(handles.edit3,'string')));
Hc = str2double(get(handles.edit4,'string'));
Wc = str2double(get(handles.edit5,'string'));
LL = str2double(get(handles.edit6,'string'));

Tipo = get (handles.popupmenu2,'Value'); % Configuración %
if Tipo == 1 % Configuración recta %
    escal = [1.25 1.5 2 3];
elseif Tipo == 2 % Configuración escalonada %
    escal = [0.6 0.9 1 1.125 1.25 1.5 2 3];
end

```

```

val = get(handles.popupmenu3, 'Value'); % Separación vertical de tubos %
switch val
    case 1;
        StD = 1.25;
    case 2;
        StD = 1.5;
    case 3;
        StD = 2;
    case 4;
        StD = 3;
end

a = get(handles.listbox3, 'Value'); % Separación horizontal de tubos %
if Tipo == 1 % Configuración recta %
    if a == 1
        S1D = 1.25;
    elseif a == 2
        S1D = 1.5;
    elseif a == 3
        S1D = 2;
    elseif a == 4
        S1D = 3;
    end
elseif Tipo == 2 % Configuración escalonada %
    if a == 1
        S1D = 0.6;
    elseif a == 2
        S1D = 0.9;
    elseif a == 3
        S1D = 1;
    elseif a == 4
        S1D = 1.125;
    elseif a == 5
        S1D = 1.25;
    elseif a == 6
        S1D = 1.5;
    elseif a == 7
        S1D = 2;
    elseif a == 8
        S1D = 3;
    end
end

val2 = get(handles.popupmenu4, 'Value'); % K tubos %
switch val2
    case 1 % Acero 316 %
        Ktub = 13.6;
    case 2 % Cobre %
        Ktub = 400;
end

val3 = get(handles.popupmenu5, 'Value'); % Refrigerante %
switch val3
    case 1 % R-134a %
        Pcrit = 40e5;
    case 2 % Amoniaco %
        Pcrit = 112.4e5;
end

```



```

val4 = get(handles.popupmenu6, 'Value'); % Temperatura refrigerante %
switch val4
    case 1
        Tr = 30;
        if val3 == 1
            Ptub = 7.71e5;
            hrv = 414.8e3;
            hrl = 241.7e3;
            hfg = hrv-hrl;
        elseif val3 == 2
            Ptub = 11.67e5;
            hrv = 1486e3;
            hrl = 341.8e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    case 2
        Tr = 32;
        if val3 == 1
            Ptub = 8.16e5;
            hrv = 415.5e3;
            hrl = 244.6e3;
            hfg = hrv-hrl;
        elseif val3 == 2
            Ptub = 12.38e5;
            hrv = 1486.8e3;
            hrl = 351.52e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    case 3
        Tr = 34;
        if val3 == 1
            Ptub = 8.63e5;
            hrv = 416.7e3;
            hrl = 247.5e3;
            hfg = hrv-hrl;
        elseif val3 == 2
            Ptub = 13.12e5;
            hrv = 1487.6e3;
            hrl = 360.24e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    case 4
        Tr = 36;
        if val3 == 1
            Ptub = 9.12e5;
            hrv = 417.6e3;
            hrl = 250.5e3;
            hfg = hrv-hrl;
        elseif val3 == 2
            Ptub = 13.90e5;
            hrv = 1488e3;
            hrl = 371e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    case 5
        Tr = 38;
        if val3 == 1
            Ptub = 9.64e5;
            hrv = 418.5e3;
            hrl = 253.4e3;
            hfg = hrv-hrl;

```

```

elseif val3 == 2
    Ptub = 14.70e5;
    hrv = 1489.2e3;
    hrl = 380.8e3;
    hfg = hrv-hrl;
end
case 6
    Tr = 40;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.17e5;
        hrv = 419.4e3;
        hrl = 256.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 15.55e5;
        hrv = 1490e3;
        hrl = 390.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 7
    Tr = 42;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.73e5;
        hrv = 420.3e3;
        hrl = 259.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 16.43e5;
        hrv = 1490.4e3;
        hrl = 400.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 8
    Tr = 44;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.31e5;
        hrv = 421.1e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 17.35e5;
        hrv = 1490.8e3;
        hrl = 410.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 9
    Tr = 46;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.91e5;
        hrv = 421.9e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 18.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 420.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

```

```

case 10
    Tr = 48;
    if val3 == 1
        Ptub = 12.53e5;
        hrv = 422.7e3;
        hrl = 268.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 19.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 430.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 11
    Tr = 50;
    if val3 == 1
        Ptub = 13.59e5;
        hrv = 423.4e3;
        hrl = 271.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 20.33e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 440.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

if val3 == 1 % R-134a %

% Refrigerante saturado a Tr %

ROrvap = 1.4258*Tr-6.1153;
Murvap = (0.05444*Tr+10.729)*1e-6;
Krvap = (0.1264*Tr+11.1778)*1e-3;
Crvap = (0.00902*Tr+0.7894)*1e3;

% Refrigerante saturado a Tf %

ROrliq = 1166.44;
Murliq = 173.9e-6;
Krliq = 77.97e-3;
Crliq = 1474;

elseif val3 == 2 % Amoniaco %

ROrvap = 0.3361*Tr-1.2215;
Murvap = (0.03399*Tr+8.9728)*1e-6;
Krvap = (0.2338*Tr+20.647)*1e-3;
Crvap = (0.0284*Tr+2.384)*1e3;

ROrliq = 587.2;
Murliq = 119.9e-6;
Krliq = 451.22e-3;
Crliq = 4904;
end

[Datos_Entrada,fichero] = uiputfile('*.mat','Guardar Valores Iniciales');

```

```

if isequal ([Datos_Entrada,fichero],[0,0])
    return
end

save (Datos_Entrada,'Ta1','h_rel','Qcc','Hc','Wc','LL','Tipo','imagen','val',
'escal','val2','val3','val4','StD','a','Sld','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg',
'Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq','Krliq','Crliq','ROrvap','Mur-
vap','Krvap','Crvap')

```

La función Guardar_Como es más compleja. Cuando se pulsa el botón de guardar, Matlab asigna a las variables que va a utilizar, el valor de los datos introducidos por el operario. A continuación, utilizando el valor de los parámetros anteriores, va escogiendo el valor de los datos que se van a utilizar posteriormente (cada tipo de parámetro se explicará a continuación). Cuando ha escogido todos los datos, los guarda en *Datos_Entrada.mat* para cargarlos posteriormente cuando sea requerido.

```

function salir_Callback(hObject, eventdata, handles)

```

```

close all
clear all
delete ('cont')
delete ('col')
delete ('longitud.mat')
delete ('ParametrosEntrada.mat')
delete ('ParametrosEntrada2.mat')
delete ('DatosCorrelaciones.mat')
delete ('DatosCondensador.mat')
delete ('DatosAire.mat')
delete ('DatosRefrigerante.mat')
delete ('DatosAgua.mat')
delete ('iteraciones.mat')
delete ('DatosSol.mat')
delete ('SolucionFinal.mat')
delete ('ParametrosSalida.mat')
delete ('DatosEntGrafica.mat')

```

Esta función elimina todos los datos intermedios que han sido guardados para la ejecución del programa y cierra todas las ventanas.

En lo sucesivo se explicará cómo el programa, a partir de los datos introducidos y las selecciones realizadas por el usuario, va a obtener los valores que se van a utilizar posteriormente para los cálculos

```

function popupmenu2_Callback(hObject, eventdata, handles)

```

```

load ('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','Sld','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

```

```

Tipo = get (hObject,'Value'); %Configuración tubos%

```

```

switch Tipo

```

```

    case 1 % Recta %
        handles.tubos = imread('tubos1.jpg');
        image(handles.tubos,'Parent',handles.axes6);
        set(handles.axes6,'Visible','off');
        imagen = imread('tubos1.jpg');

```

```

    case 2 % Escalonada %
        handles.tubos = imread('tubos2.jpg');
        image(handles.tubos, 'Parent', handles.axes6);
        set(handles.axes6, 'Visible', 'off');
        imagen = imread('tubos2.jpg');
end

% Menú separación horizontal tubos %

if Tipo == 1 % Recta %
    escal = [1.25 1.5 2 3];
elseif Tipo==2 % Escalonada %
    escal = [0.6 0.9 1 1.125 1.25 1.5 2 3];
end

save ('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'escal', 'imagen', 'val', 'val2', 'val3', 'val4',
'StD', 'a', 'SlD', 'Ktub', 'Ptub', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Pcrit', 'Tr', 'ROrliq', 'Murliq',
'Krliq', 'Crliq', 'ROrvap', 'Murvap', 'Krvap', 'Crvap')

set(handles.listbox3, 'String', escal);

```

La función `popmenu2_Callback` maneja el funcionamiento del menú desplegable de la configuración de los tubos. Dependiendo de si la configuración es recta (*Tipo=1*) o escalonada (*Tipo=2*), se carga una imagen u otra, y se cambia la escala de la separación horizontal de tubos (*escal*).

```

function popupmenu3_Callback(hObject, eventdata, handles)

load('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'escal', 'imagen', 'val', 'val2', 'val3', 'val4',
'StD', 'a', 'SlD', 'Ktub', 'Ptub', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Pcrit', 'Tr', 'ROrliq', 'Murliq',
'Krliq', 'Crliq', 'ROrvap', 'Murvap', 'Krvap', 'Crvap')

val = get(hObject, 'Value'); % Separación vertical %
switch val
    case 1;
        StD = 1.25;
    case 2;
        StD = 1.5;
    case 3;
        StD = 2;
    case 4;
        StD = 3;
end

save('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'escal', 'imagen', 'val', 'val2', 'val3', 'val4',
'StD', 'a', 'SlD', 'Ktub', 'Ptub', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Pcrit', 'Tr', 'ROrliq', 'Murliq',
'Krliq', 'Crliq', 'ROrvap', 'Murvap', 'Krvap', 'Crvap')

```

La función `popmenu3_Callback` maneja el funcionamiento del menú desplegable de la separación vertical de los tubos. El valor elegido se asigna a la variable *val*.

```

function listBox3_Callback(hObject, eventdata, handles)

load('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

a = get(handles.listBox3,'Value'); % Separación horizontal %

if Tipo==1 % Configuración recta %
    if a==1
        SLD = 1.25;
    elseif a==2
        SLD = 1.5;
    elseif a==3
        SLD = 2;
    elseif a==4
        SLD = 3;
    end
elseif Tipo==2 % Configuración escalonada %
    if a==1
        SLD = 0.6;
    elseif a==2
        SLD = 0.9;
    elseif a==3
        SLD = 1;
    elseif a==4
        SLD = 1.125;
    elseif a==5
        SLD = 1.25;
    elseif a==6
        SLD = 1.5;
    elseif a==7
        SLD = 2;
    elseif a==8
        SLD = 3;
    end
end

save ('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

guidata(hObject, handles);

```

La función listBox3_Callback maneja el funcionamiento de la lista de valores de la separación horizontal de tubos. Como se ha explicado anteriormente, dependiendo de si la configuración es recta o escalonada, existen dos listas distintas de datos. Una vez seleccionado el dato, se almacena en la variable a para posteriormente seleccionar el valor elegido de S_L/D_{ext} .

```

function popupmenu4_Callback(hObject, eventdata, handles)

load('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

val2 = get(handles.popupmenu4,'Value'); % Material tubos %

```

```

switch val2
    case 1 % Acero 316 %
        Ktub = 13.6;
    case 2 % Cobre %
        Ktub = 400;
end
save('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SlD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

```

La función `popupmenu4_Callback` permite elegir el material de los tubos mediante una lista desplegable. El valor escogido se almacena en la variable `val2` y se escoge el valor para la constante de conductividad térmica de ese material.

```

function popupmenu5_Callback(hObject, eventdata, handles)

load('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SlD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

val3 = get(handles.popupmenu5,'Value'); % Refrigerante %
val4 = get(handles.popupmenu6,'Value'); % Temperatura condensación %

switch val4
    case 1
        case 1
            Tr = 30;
            if val3 == 1
                Ptub = 7.71e5;
                hrv = 414.8e3;
                hrl = 241.7e3;
                hfg = hrv-hrl;
            elseif val3 == 2
                Ptub = 11.67e5;
                hrv = 1486e3;
                hrl = 341.8e3;
                hfg = hrv-hrl;
            end
        case 2
            Tr = 32;
            if val3 == 1
                Ptub = 8.16e5;
                hrv = 415.5e3;
                hrl = 244.6e3;
                hfg = hrv-hrl;
            elseif val3 == 2
                Ptub = 12.38e5;
                hrv = 1486.8e3;
                hrl = 351.52e3;
                hfg = hrv-hrl;
            end
        case 3
            Tr = 34;
            if val3 == 1
                Ptub = 8.63e5;
                hrv = 416.7e3;
                hrl = 247.5e3;
                hfg = hrv-hrl;
            end
        end
    end

```

```

elseif val3 == 2
    Ptub = 13.12e5;
    hrv = 1487.6e3;
    hrl = 360.24e3;
    hfg = hrv-hrl;
end
case 4
    Tr = 36;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.12e5;
        hrv = 417.6e3;
        hrl = 250.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 13.90e5;
        hrv = 1488e3;
        hrl = 371e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 5
    Tr = 38;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.64e5;
        hrv = 418.5e3;
        hrl = 253.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 14.70e5;
        hrv = 1489.2e3;
        hrl = 380.8e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 6
    Tr = 40;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.17e5;
        hrv = 419.4e3;
        hrl = 256.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 15.55e5;
        hrv = 1490e3;
        hrl = 390.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 7
    Tr = 42;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.73e5;
        hrv = 420.3e3;
        hrl = 259.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 16.43e5;
        hrv = 1490.4e3;
        hrl = 400.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

```



```

case 8
    Tr = 44;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.31e5;
        hrv = 421.1e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 17.35e5;
        hrv = 1490.8e3;
        hrl = 410.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 9
    Tr = 46;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.91e5;
        hrv = 421.9e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 18.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 420.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 10
    Tr = 48;
    if val3 == 1
        Ptub = 12.53e5;
        hrv = 422.7e3;
        hrl = 268.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 19.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 430.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 11
    Tr = 50;
    if val3 == 1
        Ptub = 13.59e5;
        hrv = 423.4e3;
        hrl = 271.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 20.33e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 440.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
end

```

```

switch val3 % Refrigerante %

    case 1 % R-134a %
        Pcrit = 40e5;
        ROrvap = 1.4258*Tr-6.1153;
        Murvap = (0.05444*Tr+10.729)*1e-6;
        Krvap = (0.1264*Tr+11.1778)*1e-3;
        Crvap = (0.00902*Tr+0.7894)*1e3;
        ROrliq = 1166.44;
        Murliq = 173.9e-6;
        Krliq = 77.97e-3;
        Crliq = 1474;

    case 2 % Amoniaco %
        Pcrit = 112.4e5;
        ROrvap = 0.3361*Tr-1.2215;
        Murvap = (0.03399*Tr+8.9728)*1e-6;
        Krvap = (0.2338*Tr+20.647)*1e-3;
        Crvap = (0.0284*Tr+2.384)*1e3;
        ROrliq = 587.2;
        Murliq = 119.9e-6;
        Krliq = 451.22e-3;
        Crliq = 4904;

end

save('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SlD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

```

La función popmenu5_Callback maneja el funcionamiento del menú desplegable del tipo de refrigerante. Esta función está interrelacionada con popmenu6_Callback (maneja el menú de las temperaturas de condensación del refrigerante).

Cuando se pulsa sobre el refrigerante que se desea utilizar también se utiliza el valor de la temperatura escogida (o por defecto) del refrigerante. En primer lugar se busca con el valor de la temperatura (*val4*) y el refrigerante (*val3*), la presión del condensador y el calor latente de vaporización; y en segundo lugar las propiedades térmicas del refrigerante, utilizando el valor de *val3*.

```

function popupmenu6_Callback(hObject, eventdata, handles)

load('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SlD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

val4 = get(hObject,'Value'); %Temperatura condensación %
switch val4
    case 1
        Tr = 30;
        if val3 == 1
            Ptub = 7.71e5;
            hrv = 414.8e3;
            hrl = 241.7e3;
            hfg = hrv-hrl;

```

```

elseif val3 == 2
    Ptub = 11.67e5;
    hrv = 1486e3;
    hrl = 341.8e3;
    hfg = hrv-hrl;
end
case 2
    Tr = 32;
    if val3 == 1
        Ptub = 8.16e5;
        hrv = 415.5e3;
        hrl = 244.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 12.38e5;
        hrv = 1486.8e3;
        hrl = 351.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 3
    Tr = 34;
    if val3 == 1
        Ptub = 8.63e5;
        hrv = 416.7e3;
        hrl = 247.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 13.12e5;
        hrv = 1487.6e3;
        hrl = 360.24e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 4
    Tr = 36;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.12e5;
        hrv = 417.6e3;
        hrl = 250.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 13.90e5;
        hrv = 1488e3;
        hrl = 371e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 5
    Tr = 38;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.64e5;
        hrv = 418.5e3;
        hrl = 253.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 14.70e5;
        hrv = 1489.2e3;
        hrl = 380.8e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

```

```

case 6
    Tr = 40;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.17e5;
        hrv = 419.4e3;
        hrl = 256.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 15.55e5;
        hrv = 1490e3;
        hrl = 390.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 7
    Tr = 42;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.73e5;
        hrv = 420.3e3;
        hrl = 259.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 16.43e5;
        hrv = 1490.4e3;
        hrl = 400.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 8
    Tr = 44;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.31e5;
        hrv = 421.1e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 17.35e5;
        hrv = 1490.8e3;
        hrl = 410.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 9
    Tr = 46;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.91e5;
        hrv = 421.9e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 18.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 420.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
case 10
    Tr = 48;
    if val3 == 1
        Ptub = 12.53e5;
        hrv = 422.7e3;
        hrl = 268.5e3;
        hfg = hrv-hrl;

```

```

        elseif val3 == 2
            Ptub = 19.30e5;
            hrv = 1491e3;
            hrl = 430.56e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    case 11
        Tr = 50;
        if val3 == 1
            Ptub = 13.59e5;
            hrv = 423.4e3;
            hrl = 271.6e3;
            hfg = hrv-hrl;
        elseif val3 == 2
            Ptub = 20.33e5;
            hrv = 1491e3;
            hrl = 440.6e3;
            hfg = hrv-hrl;
        end
    end

end

if val3 == 1 % R-134a %

    % Refrigerante saturado a Tr %

    ROrvap = 1.4258*Tr-6.1153;
    Murvap = (0.05444*Tr+10.729)*1e-6;
    Krvap = (0.1264*Tr+11.1778)*1e-3;
    Crvap = (0.00902*Tr+0.7894)*1e3;

    % Refrigerante saturado a Tf %

    ROrliq = 1166.44;
    Murliq = 173.9e-6;
    Krliq = 77.97e-3;
    Crliq = 1474;

elseif val3 == 2 % Amoniaco %

    % Refrigerante saturado a Tr %

    ROrvap = 0.3361*Tr-1.2215;
    Murvap = (0.03399*Tr+8.9728)*1e-6;
    Krvap = (0.2338*Tr+20.647)*1e-3;
    Crvap = (0.0284*Tr+2.384)*1e3;

    % Refrigerante saturado a Tf %

    ROrliq = 587.2;
    Murliq = 119.9e-6;
    Krliq = 451.22e-3;
    Crliq = 4904;

end

save('ParametrosEntrada','Tipo','escal','imagen','val','val2','val3','val4',
'StD','a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq',
'Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')

```

Como se ha mencionado, las funciones `popmenu5_Callback` y `popmenu6_Callback` están muy relacionadas. En este caso, con los valores de `val3` y `val4` se escogen la presión y calor latente y con el valor fijo de `val3` se eligen las propiedades térmicas.

```
function pushbutton9_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```
close all
Condensador_Evaporativo
```

Esta función se utiliza al pulsar el botón **VOLVER**, cerrando esta ventana y abriendo la ventana inicial.

A partir de aquí se explicará la función `calcular`, que realiza el cálculo de las condiciones óptimas de funcionamiento del condensador evaporativo para los datos elegidos.

```
function Calcular_Callback(hObject, eventdata, handles)
```

```
tiempo = waitbar(0, 'Espere por favor, esta operación puede tardar unos minutos...');
```

```
%           Datos de entrada           %
```

```
Ta1 = str2double(get(handles.edit1, 'string'));
h_rel = str2double(get(handles.edit2, 'string'));
Qcc = (str2double(get(handles.edit3, 'string')));
Qc = Qcc*1000;
```

```
Hc = str2double(get(handles.edit4, 'string'));
Wc = str2double(get(handles.edit5, 'string'));
LL = str2double(get(handles.edit6, 'string'));
```

Se cargan los valores de los datos introducidos por el usuario.

```
q1 = isnan(Ta1);
q2 = isnan(h_rel);
q3 = isnan(Qc);
q4 = isnan(Hc);
q5 = isnan(Wc);
q7 = isnan(LL);
```

```
load('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'imagen', 'val', 'val2', 'val3', 'val4', 'StD', 'a', 'SLD', 'Ktub', 'Ptub', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Pcrit', 'Tr', 'ROrliq', 'Murliq', 'Krliq', 'Crliq', 'ROrvap', 'Murvap', 'Krvap', 'Crvap')
```

```
if (q1==1||q2==1||q3==1||q4==1||q5==1||q7==1||Ta1<0||h_rel<0||Qc<0||Hc<0||Wc<0||LL<0)
    errordlg('Asegúrese de que los datos introducidos son positivos, están en las unidades correctas y tengan valor numérico', 'Aviso')
    close(tiempo)
end
if (Ta1<10||Ta1>50)
    errordlg('El valor de la temperatura ambiente debe situarse entre 10 y 50 °C', 'Aviso')
    close(tiempo)
end
```

```

if h_rel >= 100
    errordlg('El valor de la humedad relativa debe ser inferior al 100%', 'Aviso')
    close(tiempo)
end

if (Qc<1000||Qc>10.001e6)
    errordlg('El valor de Qc debe estar entre 1 y 10000 kW', 'Aviso')
    close(tiempo)
end
if
((S1D==0.6&&StD<3)|| (S1D==0.9&&StD<2)|| (S1D==1&&StD~1.5)|| (S1D==1.125&&StD<2))
    errordlg('Los parámetros St y Sl no son compatibles', 'Aviso')
    error('myApp:argChk', 'Posible valores ilógicos de la velocidad máxima del aire')
    close(tiempo)
end
if (LL/Wc>5.5)|| (Wc/LL>5.5)
    errordlg('La relación entre Wc y Hc no puede ser superior a 5', 'Aviso')
    close(tiempo)
end
if (Hc>1.2||Wc>8||LL>12)
    errordlg('Los valores de Hc, Wc y Ls no pueden ser superiores a 1.2, 8 y 12 metros respectivamente', 'Aviso')
    close(tiempo)
end
if (Hc<0.5||Wc<1||LL<1)
    errordlg('Los valores de Hc, Wc y Ls no pueden ser inferiores a 0.5, 1 y 1 metros respectivamente', 'Aviso')
    close(tiempo)
end

```

En las líneas anteriores se cargan los datos restantes elegidos en los menús desplegables. Se eligen las restricciones necesarias para la consecución del programa, mostrando mensajes de error si los datos introducidos no son compatibles con estas restricciones.

```

if (q1==0&&q2==0&&q3==0&&q4==0&&q5==0&&q7==0&&Ta1>10&&Ta1<50&&h_rel>0&&Qc>0&&Hc>0&&Wc>0&&LL>0&&h_rel<100&&(Wc/LL<5.5) && (LL/Wc<5.5) && (Qc>1000) && (Qc<10.001e6) && (Hc<1.2) && (Wc<8) && (LL<12) && (Hc>0.49) && (Wc>0.99) && (LL>0.99))

```

La condición anterior se extiende para todo el cálculo, sino se cumple no se podrá realizar. Se indican que se cumplen todas las restricciones anteriores.

```

load('DatosIniciales', 'L0', 'L1', 'Pext', 'ROa', 'Ca', 'Cpv', 'ro', 'Vrliq', 'g', 'Dpul', 'Dext', 'Dint')

% Hallar resto de datos de entrada: w1, ha1, Mr, St, Sl, Sp %

PVSAT = (6.11*10^(7.5*Ta1/(Ta1+237.3)))/1000;
w1 = (0.622*(h_rel/100)*PVSAT)/(Pext-(h_rel/100)*PVSAT);
ha1 = (Ca+w1*Cpv)*Ta1+w1*ro;
hv1 = Cpv*Ta1+ro;
Th1 = fzero (@(Th) ((Pext*(w1/0.622)/(1+(w1/0.622)))-((6.11*10^(7.5*Th/(Th+237.3)))/1000)+1000*Pext*Ca*(Ta1-Th)/(622*hv1)), Ta1);
Mr = Qc/(hrv-hrl);

St = StD*Dext;
Sl = SlD*Dext;
Sp = 3*Sl;

```

```

if Tipo==1
    Sd = sqrt(Sl.^2+St.^2);
elseif Tipo==2
    Sd = sqrt(Sl.^2+(St./2).^2);
end

save ('ParametrosEntrada2','Ta1','h_rel','Qcc','Qc','wl','ha1','Mr',
    'St','Sl','Sp','Sd','Wc','Hc','LL')

```

Se cargan los datos iniciales guardados en *Datos.mat* y se realizan algunos cálculos previos: condiciones del aire, datos geométricos, etc. Estas variables se guardan en *ParametrosEntrada2.mat*.

A partir de aquí comienza el verdadero cálculo, llamando a varias funciones que se detallarán en los siguientes capítulos.

```

%Correlaciones para estimar los posibles valores de todas las variables%
IncTideal = 6;
save('IncT','IncTideal')
Correlaciones
SolucionInicial
load('DatosSol','DIFF0')

close(tiempo)
tiempo=waitbar(0.07,'Se está buscando una solución inicial, espere por fa-
vor...');

```

En las líneas anteriores se busca una solución inicial, utilizando una diferencia de temperatura entre el refrigerante y el agua de 6°. Se llama a la función *Correlaciones* y *SolucionInicial*.

```

while (DIFF0<(-0.5) || DIFF0>0.5)
    if DIFF0<(-0.5)
        IncTideal = IncTideal+1
        save('IncT','IncTideal')
        Correlaciones
        SolucionInicial
    elseif DIFF0>0.5
        IncTideal = IncTideal-1
        save('IncT','IncTideal')
        Correlaciones
        SolucionInicial
    end
    load('DatosSol','DIFF0')
end

```

Dependiendo de los valores obtenidos en la primera estimación, se varía el valor de la diferencia de temperaturas y se van realizando cálculos sucesivos hasta acotar el error producido (utilización del comando *while*).


```

% Cálculo de todas las variables %
close(tiempo)

SolucionIntermedia

SolucionFinal

tiempo = waitbar(1, 'A continuación se mostrarán los resultados');

close all
col = 1;
save col col -ascii
ResultadoCondEvap

else
    errordlg('Por favor revise todos los datos cuidadosamente, algún dato está
fuera de rango', 'Aviso')
    close(tiempo)
end

```

Una vez acotado el error, se realizan el resto de cálculos, llamando a las funciones *SolucionIntermedia* y *SolucionFinal*. Finalmente se cierra la aplicación y se llama a la ventana de resultados (*ResultadoCondEvap*).

La variable *col = 1* indica que se han realizado los cálculos y que los cargue.

C.3.- Cálculo de la solución final

En este apartado se verán las funciones utilizadas para el cálculo de las variables del condensador evaporativo: Correlaciones, SolucionInicial, SolucionIntermedia, SolucionFinal, edos_adim y cond_contorno_adim.

C.3.1.- Función Correlaciones

```
function Correlaciones
```

```
load ('DatosInicia-  
les','L0','L1','Pext','ROa','Ca','Cpv','ro','Vrliq','g','Dpul','Dext',  
'Dint','Rfext','Rfint','Yd')  
load ('ParametrosEntrada','Tipo','imagen','val','val2','val3','val4','StD','a',  
'SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq','Krliq',  
'Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')  
load ('ParametrosEntrada2','Ta1','h_rel','Qcc','Qc','w1','ha1','Mr','St','Sl',  
'Sp','Sd','Wc','Hc','LL')  
load ('IncT','IncTideal')
```

Se cargan todos los datos obtenidos anteriormente, además del incremento de temperatura. Este último dato se actualizará a medida de que se vayan realizando estimaciones. Sólo es un dato estimado, puesto que esta variación no es fija, sino que varía a lo largo del condensador.

```
ls = (0.1:0.1:1)*(LL-4*0.025);  
Nrest = (2:2:50);
```

Se elige un rango de parámetros para el número de filas de tubos y la longitud.

```
xx = 0;  
yy = 0;  
Npest = zeros(length(Dext),length(Vrliq));  
mrT = Npest;  
Rerliq = Npest;  
Vrvap = Npest;  
Rervap = Npest;  
wc = Npest;  
hc = zeros(length(Dext), length(Nrest));  
hhfg = Npest;  
Hl = Npest;  
hrsat = zeros (length(Dext),length(Vrliq));  
kz = zeros(length(Dext),length(Vrliq),length(Yd));  
Aest = zeros(length(Dext),length(Vrliq),length(ls),length(Nrest));  
IncT = zeros(length(Dext),length(Vrliq),length(Yd),length(ls),length(Nrest));  
UA = zeros(length(Dext),length(Vrliq),length(Yd),length(ls),length(Nrest));  
  
for i=1:length(Dext)  
    for j=1:length(Vrliq)  
  
        Npest(i,j) = 4*Mr/(ROrliq*Vrliq(j)*pi*Dint(i)^2);  
        mrT(i,j)= Mr/Npest(i,j);
```

```
% Condensación en película dentro de tubos horizontales %

Rerliq(i,j) = Vrliq(j)*Dint(i)*(ROrliq/Murliq);
Prarliq = Murliq*Crliq/Krliq;
Vrvap(j) = ROrliq*Vrliq(j)/ROrvap;
Rervap(i,j) = Vrvap(j)*Dint(i)*(ROrvap/Murvap);

if Rervap(i,j) < 35000
    hhfg(i,j)= hfg+0.68*Crliq*(Tr-(Tal));
    hrsat(i,j) = 0.555*((g*ROrliq*(ROrliq-
        ROrvap)*Krliq^3*hhfg(i,j))/(Murliq*(Tr-(1.3*Tal))*Dint(i)))^0.25;
else
    Hl(i,j) = 0.023*Rerliq(i,j)^0.8*Prarliq^0.4*Krliq/Dint(i);
    hrsat(i,j) = Hl(i,j)*(0.55+2.09*(Pcrit/Ptub)^0.38);
end

for k=1:length(Yd)

% Película de agua sobre tubos horizontales %

hw(k) = 2102.9*Yd(k)^0.333;

% Coeficiente global de transferencia de calor %

kz(i,j,k) =
1/((Dext(i)/(Dint(i)*hrsat(i,j)))+(Dext(i)*Rfint/Dint(i))+((Dext(i)
*log(Dext(i)/(Dint(i))))/(2*Ktub))+1/hw(k)+Rfext);

for l = 1:length(ls)
    for m = 1:length(Nrest)
        Aest(i,j,l,m) = pi*Dext(i)*ls(l)*Nrest(m)*Npest(i,j);
        UA(i,j,k,l,m) = kz(i,j,k)*Aest(i,j,l,m);
        IncT(i,j,k,l,m) = Qc/(kz(i,j,k)*Aest(i,j,l,m));
        difTid(i,j,k,l,m) = abs((IncT(i,j,k,l,m)-
            IncTideal)/IncTideal);

        if Tipo==1
            hc(i,m) = Sl(i)*(Nrest(m)-1)+Dext(i);
        elseif Tipo==2
            hc(i,m) = 2*Sl(i)*(Nrest(m)/2)+Sp(i)*
                ((Nrest(m)/2)-1)+Dext(i);
        end
        if (Hc<hc(i,m))
            hc(i,m) = NaN;
            UA(i,j,k,l,m) = NaN;
            yy=yy+1;
        end
        wc(i,j) = St(i)*(Npest(i,j)-1)+3*Dext(i);
        if (Wc<wc(i,j))
            wc(i,j) = NaN;
            UA(i,j,k,l,m) = NaN;
            xx=xx+1;
        end
        if difTid(i,j,k,l,m)>0.2
            UA(i,j,k,l,m) = NaN;
        end
    end
end
end
end
end
```

Para los rangos de diámetro de los tubos, velocidad del refrigerante, flujo de agua, longitud y número de filas de tubos se estiman los coeficientes de transferencia de calor y el área de intercambio. Si no se cumplen las restricciones impuestas, se le asigna valor nulo al producto UA, para que no sea considerado como solución.

```

UAmaz = max(max(max(max(max(UA))))))

if isnan(UAmaz)
    error('No es posible hallar una solución válida. El número de tubos ne-
cesarios ocupa un espacio mayor que el disponible para las dimensiones
introducidas.', 'ERROR')
    error('myApp:argChk', 'No caben los tubos')
    close(tiempo)
end

for i=1:length(Dext)
    for j=1:length(Vrliq)
        for k = 1:length(Yd)
            for l = 1:length(Ls)
                for m = 1:length(Nrest)
                    if UA(i,j,k,l,m) == UAmaz
                        KZ = kz(i,j,k);
                        A = Aest(i,j,l,m);
                        DEXT = Dext(i);
                        DINT = Dint(i);
                        VRLIQ = Vrliq(j);
                        VRVAP = Vrvap(j);
                        SL = Sl(i);
                        ST = St(i);
                        SP = Sp(i);
                        SD = Sd(i);
                        NP = Npest(i,j);
                        NR = Nrest(m);
                        MrT = mrT(i,j);
                        WC = wc(i,j);
                        HC = hc(i,m);
                        LS = Ls(l);
                        YD = Yd(k);
                        HR = hrsat(i,j);
                        HW = hw(k);
                        loc = [i,j,k,l,m];
                    end
                end
            end
        end
    end
end
end
end
end
end

```

Se elige el mayor producto UA y se eligen todos los parámetros que dependen de los anteriormente citados, como solución. Si no se ha encontrado ningún valor de UA, aparece un mensaje de error.

```

% Redondeo de valores de Np, Hc, Wc y Ls %

for i = 1:1:NP
    if (abs(NP-i))<1
        NP = i+1;
    end
end
end

```

```

for i = 0.1:0.1:LL
    if ((abs(LS-i))<0.01&&(LS-i)<0)
        LS = i;
    end
end
for i = 0.1:0.1:Wc
    if ((abs(WC-i))<0.01&&(WC-i)<0)
        WC = i;
    end
end
for i = 0.01:0.01:Hc
    if ((abs(HC-i))<0.01&&(HC-i)<0)
        HC = i;
    end
end

save('DatosCorrelaciones','Npest','mrT','Vrliq','Rerliq','Vrvap','Rervap',
'wc','hc','hhfg','Hl','hrsat','hw','kz','DEXT','DINT','VRLIQ','VRVAP','SL','ST',
',
','SP','SD','NP','NR','MrT','WC','HC','LS','YD','HR','HW','KZ','loc','Aest','IncT',
', 'A')

```

Se truncan los valores del número y filas de tubos y se guardan todos los datos hallados en *DatosCorrelaciones.mat*

C.3.2.- Función SolucionInicial

```

function SolucionInicial

load ('DatosIniciales','L0','L1','Pext','ROa','Ca','Cpv','ro','Vrliq','g',
'Dpul','Dext','Dint')
load ('ParametrosEntrada','Tipo','imagen','val','val2','val3','val4','StD','a',
'SlD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Murliq','Krlq',
'Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')
load ('ParametrosEntrada2','Tal','h_rel','Qcc','Qc','w1','ha1','Mr','St',
'Sl','Sp','Sd','Wc','Hc','LL')
load ('DatosCorrelaciones','Npest','mrT','Vrliq','Rerliq','Vrvap','Rervap',
'wc','hc','hhfg','Hl','hrsat','hw','kz','DEXT','DINT','VRLIQ','VRVAP','SL','ST',
',
','SP','SD','NP','NR','MrT','WC','HC','LS','YD','HR','HW','KZ','loc','Aest','IncT',
', 'A')

% Estimación inicial de Mw, Ma y Va %

MwA = 2*SL*LS*YD;
MAA = MwA;

Va = MAA/ROa;
L = 0.5*pi*DEXT*NR;
A = pi*DEXT*LS*NR*NP;
VolTub = (pi*DINT^2/4)*LS*NR*NP;

```

Se cargan los datos guardados y se da una estimación del flujo de agua y de aire.

```

if Tipo==1
    VAMAX = ST*Va/(ST-DEXT);
elseif Tipo==2
    VAMAX = ST*Va/(2*(SD-DEXT));
end

save ('DatosCondensa-
dor','DINT','DEXT','VRLIQ','VRVAP','HC','WC','LS','SL','ST',
'SP','SD','NR','NP','L','A','VolTub')
save ('DatosAire','MAA','VAMAX')
save ('DatosAgua','MwA','YD')
save ('DatosRefrigerante','MrT')

t1 = 0;
t2 = 0;
k = 0;

x1 = 0;
x2 = 1;
it = 0;

vector = zeros(1,50);
ta = zeros(1,50);
tbh = zeros(1,50);
HREF = zeros(1,50);
HW = zeros(1,50);
HENT = zeros(1,50);
U = zeros(1,50);

save ('iteraciones','t1','t2','k')
save ('longitud','x1','x2','it','vector','ta','tbh','HREF','HW','HENT','U')

```

Se inicializan las variables para el cálculo de las mismas en las iteraciones realizadas en la función *edos_adim*.

```

% EDO inicial para hallar la primera aproximación %

solinit = bvpinit(linspace(L0,L1,2),[1 1 1 1 1]);
solini0 = bvp4c(@edos_adim, @cond_contorno_adim, solinit);

% Comparación del resultado de Hr2 obtenido con el real hr2 %

Ent = solini0.y(4,:);
hr2 = Ent(length(Ent))*hrv;
Qcreal = -MrT*NP*(hr1-hrv);
Qcest = -MrT*NP*(hr2-hrv);
DIFF0 = (Qcreal-Qcest)/Qcreal

save ('SolucionFinal','solini0')
save ('DatosSol','hr2','Ent','DIFF0')

```

Se llama a la función *edos_adim*. De los datos obtenidos se extrae el valor final de la entalpía del refrigerante, y se compara con el valor real obteniendo el error *DIFF0*. A lo largo de estas iteraciones iniciales se trata de obtener un error menor de 0.5.

C.3.3.- Función SolucionIntermedia

```
function SolucionIntermedia

load ('DatosIniciales','L0','L1','Pext','ROa','Ca','Cpv','ro','Vrliq','g',
'Dpul','Dext','Dint')
load ('ParametrosEntrada','Tipo','imagen','val','val2','val3','val4','StD',
'a','SLD','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr','ROrliq','Mur-
liq','Krliq','Crliq','ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap')
load ('ParametrosEntrada2','Ta1','h_rel','Qcc','Qc','w1','ha1','Mr','St','Sl',
'Sp','Sd','Wc','Hc','LL')
load ('DatosCorrelaciones','Npest','mrT','Vrliq','Rerliq','Vrvap','Rervap',
'wc','hc','hhfg','Hl','hrsat','hw','kz','DEXT','DINT','VRLIQ','VRVAP','SL',
'ST','SP','SD','NP','NR','MrT','WC','HC','LS','YD','HR','HW','KZ','loc','Aest',
'IncT','A')
load ('DatosSol','DIFF0')

tiempo = waitbar(0.2,'Se están buscando soluciones intermedias, espere por fa-
vor...');

% Estimación de valores de Mw MaA y Va %

Mwaprox = 2*NP*SL*LS*YD;

Cuando se ha alcanzado el error mínimo establecido se ejecuta la función SolucionInter-
media. Se elige un flujo de agua de referencia, acorde a los datos obtenidos en
Correlaciones.

if (DIFF0<0 && DIFF0>(-0.15))
    Mwrangotubo = (1/NP)*(0.9*Mwaprox:0.1*Mwaprox:1.3*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (0.9*YD:0.1*YD:1.3*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif (DIFF0<(-0.15) && DIFF0>(-0.3))
    Mwrangotubo = (1/NP)*(Mwaprox:0.1*Mwaprox:1.4*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (YD:0.1*YD:1.4*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif (DIFF0<(-0.3) && DIFF0>(-0.4))
    Mwrangotubo = (1/NP)*(1.2*Mwaprox:0.1*Mwaprox:1.6*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (1.2*YD:0.1*YD:1.6*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif DIFF0<(-0.4)
    Mwrangotubo = (1/NP)*(1.3*Mwaprox:0.1*Mwaprox:1.8*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (1.3*YD:0.1*YD:1.8*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif (DIFF0>0 && DIFF0<0.15)
    Mwrangotubo = (1/NP)*(0.7*Mwaprox:0.1*Mwaprox:1.1*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (0.7*YD:0.1*YD:1.1*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif (DIFF0>0.15 && DIFF0<0.3)
    Mwrangotubo = (1/NP)*(0.6*Mwaprox:0.1*Mwaprox:Mwaprox);
    Ydrangotubo = (0.6*YD:0.1*YD:YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
elseif (DIFF0>0.3 && DIFF0<0.4)
    Mwrangotubo = (1/NP)*(0.4*Mwaprox:0.1*Mwaprox:0.8*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (0.4*YD:0.1*YD:0.8*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
```

```
elseif DIFF0>0.4
    Mwrangotubo = (1/NP)*(0.3*Mwaprox:0.1*Mwaprox:0.7*Mwaprox);
    Ydrangotubo = (0.3*YD:0.1*YD:0.7*YD);
    Marangotubo = Mwrangotubo;
end
```

```
tiempoit=0.35/length(Marangotubo);
```

```
Va = Marangotubo./ROa;
L = 0.5*pi*DEXT*NR;
A = pi*DEXT*LS*NR*NP;
VolTub = (pi*DINT^2/4)*LS*NR*NP;
```

Dependiendo del valor del *DIFF0* se establece un rango de valores para el flujo de agua por tubo y un flujo de agua igual al del aire. A continuación se establecen el resto de parámetros necesarios para realizar las iteraciones en *edos_adim*.

```
% Estimación de las soluciones intermedias %
```

```
for i=1:length(Mwrangotubo)
    if Tipo==1
        Vamax(i) = ST*Va(i)/(ST-DEXT);
    elseif Tipo==2
        Vamax(i) = ST*Va(i)/(2*(SD-DEXT));
    end
    MwA = Mwrangotubo(i);
    YD = Ydrangotubo(i);
    MAA = Marangotubo(i);
    VAMAX = Vamax(i);

    save ('DatosCondensador','DINT','DEXT','VRLIQ','VRVAP','HC','WC','LS','SL',
'ST','SP','SD','NR','NP','L','A','VolTub')
    save ('DatosAire','MAA','VAMAX')
    save ('DatosAgua','MwA','YD')
    save ('DatosRefrigerante','MrT')

    t1 = 0;
    t2 = 0;
    k = 0;

    x1 = 0;
    x2 = 1;
    it = 0;

    vector = zeros(1,50);
    ta = zeros(1,50);
    tbh = zeros(1,50);
    HREF = zeros(1,50);
    HW = zeros(1,50);
    HENT = zeros(1,50);
    U = zeros(1,50);

    save ('iteraciones','t1','t2','k')
    save ('longitud','x1','x2','it','vector','ta','tbh','HREF','HW','HENT','U')

    solinit = bvpinit(linspace(L0,L1,2),[1 1 1 1 1]);
    solini1(i) = bvp4c(@edos_adim, @cond_contorno_adim, solinit);
```



```

% Comparación de hr2 y Qc %

Ent = solini1(i).y(4,:);
hr2(i) = Ent(length(Ent))*hrv;
Qcreall = -MrT*NP*(hrl-hrv)
Qcest1(i) = -MrT*NP*(hr2(i)-hrv)
DIFF1(i) = (Qcreall-Qcest1(i))/Qcreall

close (tiempo)
tiempo=waitbar(0.2+i*tiempoit,'Se están buscando soluciones intermedias,
espere por favor...');
end

```

Para cada valor del flujo de agua y de aire se llama a la función *edos_adim* y se resuelven las ecuaciones diferenciales adimensionales. Como se ha explicado anteriormente, se extrae el valor de la entalpía final del refrigerante, comparando los calores real y estimado y calculando el error relativo, *DIFF1*.

```

% Búsqueda de la mejor solución %

minDiF1 = min(abs(DIFF1))

for i=1:length(DIFF1)
    if abs(DIFF1(i))== minDiF1
        r1 = i;
    end
end

MwAbueno = Mwrangotubo(r1);
YDbueno = Ydrangotubo(r1);

save ('SolucionFinal','solini1','MwAbueno','YDbueno')
save ('DatosSol','hr2','Ent','DIFF1','minDiF1')

close (tiempo)

```

Una vez hallados todos los valores de *DIFF1* para el rango de flujos de aire y de agua, se elige el menor error, *minDiF1*, estableciendo el valor del flujo de agua como definitivo.

C.3.4.- Función SolucionFinal

```

function SolucionFinal

load ('DatosIniciales','L0','L1','ROa')
load ('ParametrosEntrada','Tipo','hrv','hrl')
load ('ParametrosEntrada2','Ta1')
load ('DatosCondensador','DINT','DEXT','VRLIQ','VRVAP','HC','WC','LS','SL',
'ST','SP','SD','NR','NP','L','A','VolTub')
load ('DatosRefrigerante','MrT')
load ('DatosSol','hr2','Ent','DIFF1','minDiF1')
load ('SolucionFinal','solini1','MwAbueno','YDbueno')

```

```
tiempo = waitbar(0.6, 'Se está buscando la solución final, espere por fa-  
vor...');
```

```
if minDiF1<0  
    Marangotubo = (0.9*MwAbueno:0.1*MwAbueno:1.3*MwAbueno);  
elseif minDiF1>0  
    Marangotubo = (0.7*MwAbueno:0.1*MwAbueno:1.1*MwAbueno);  
end
```

```
MwA = MwAbueno;  
YD = YDbueno;
```

Quando se ha elegido el mínimo error en la función *SolucionIntermedia*, se ejecuta *SolucionFinal*, donde se obtiene el definitivo flujo de aire. Para ello, dependiendo del valor del error anterior, se elige un rango de flujos de aire.

```
tiempoit = 0.35./length(Marangotubo);
```

```
for i=1:length(Marangotubo)  
    Va(i) = Marangotubo(i)/ROa;  
    if Tipo==1  
        Vamax(i) = ST*Va(i)/(ST-DEXT);  
    elseif Tipo==2  
        Vamax(i) = ST*Va(i)/(2*(SD-DEXT));  
    end  
    MAA = Marangotubo(i);  
    VAMAX = Vamax(i);
```

```
    save ('DatosAire', 'MAA', 'VAMAX')  
    save ('DatosAgua', 'MwA', 'YD')
```

```
    t1 = 0;  
    t2 = 0;  
    k = 0;
```

```
    x1 = 0;  
    x2 = 1;  
    it = 0;
```

```
    vector = zeros(1,50);  
    ta = zeros(1,50);  
    tbh = zeros(1,50);  
    HREF = zeros(1,50);  
    HW = zeros(1,50);  
    HENT = zeros(1,50);  
    U = zeros(1,50);
```

```
    save ('iteraciones', 't1', 't2', 'k')  
    save ('longitud', 'x1', 'x2', 'it', 'vec-  
tor', 'ta', 'tbh', 'HREF', 'HW', 'HENT', 'U')
```

```
    solinit = bvpinit(linspace(L0,L1,2),[1 1 1 1 1]);  
    solini2(i) = bvp4c(@edos_adim, @cond_contorno_adim, solinit);
```

```
    Ent = solini2(i).y(4,:);  
    hr2(i) = Ent(length(Ent))*hrv;  
    Qcreal2 = -MrT*NP*(hr1-hrv);  
    Qcest2(i) = -MrT*NP*(hr2(i)-hrv);  
    DIFF2(i) = (Qcreal2-Qcest2(i))/Qcreal2
```

```

        close (tiempo)
        tiempo=waitbar(0.6+i*tiempoit, 'Se está buscando la solución final, es-
pere por favor...');

        if i>1
            if (DIFF2(i-1)<0)&&(DIFF2(i)>0)
                continue
            end
        end

end

MinDiFF2 = min(abs(DIFF2))
if MinDiFF2 > 0.05
    if MinDiFF2 > 0
        errordlg('No es posible hallar una solución válida. El error come-
tido es demasiado grande. Área de los tubos demasiado grande.','ERROR')
        error('myApp:argChk', 'La solución tiene un error demasiado gran-
de')
        close (tiempo)
    else
        errordlg('No es posible hallar una solución válida. El error come-
tido es demasiado grande. Área de los tubos insuficiente.','ERROR')
        error('myApp:argChk', 'La solución tiene un error demasiado gran-
de')
        close (tiempo)
    end
end

r2 = 0;
for i=1:length(DIFF2)
    if abs(DIFF2(i)) == MinDiFF2
        r2 = i;
    end
end

close (tiempo)
tiempo = waitbar(0.95, 'Ya se ha encontrado la solución final satisfactoria, el
proceso está a punto de finalizar...');

```

El proceso que se sigue es idéntico al del caso anterior, con la salvedad de que se busca un mínimo error inferior del 5%

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               Solución final                               %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

MAA = Marangotubo(r2);
VAMAX = Vamax(r2);

t1 = 0;
t2 = 0;
k = 0;

x1 = 0;
x2 = 1;
it = 0;

```

```

vector = zeros(1,50);
ta = zeros(1,50);
tbh = zeros(1,50);
HREF = zeros(1,50);
HW = zeros(1,50);
HENT = zeros(1,50);
U = zeros(1,50);

save ('iteraciones','t1','t2','k')
save ('longitud','x1','x2','it','vector','ta','tbh','HREF','HW','HENT','U')
save ('DatosAire','MAA','VAMAX')
save ('DatosAgua','MwA','YD')

solinit = bvpinit(linspace(L0,L1,2),[1 1 1 1 1]);
sol = bvp4c(@edos_adim, @cond_contorno_adim, solinit);
ENT = sol.y(4,:);
FIN = length(ENT);

save ('SolucionFinal','solini2','sol')
save ('DatosSol','hr2','Ent','ENT','FIN','DIFF1','DIFF2','MinDiFF2')
close(tiempo)

```

Finalmente, se elige el valor definitivo del flujo de aire, utilizando el mínimo error en *DIFF2*.

C.3.5.- Funciones edos_adim y cond_contorno_adim

```

function dydl = edos_adim(l,y)

load ('DatosInicia-
les','L0','L1','Pext','ROa','Ca','Cpv','ro','Vrliq','g','Dpul',
'Dext','Dint','Rfext','Rfint')
load ('ParametrosEntrada','Tipo','Ktub','Ptub','hrv','hrl','hfg','Pcrit','Tr',
'ROrvap','Murvap','Krvap','Crvap','val3')
load ('ParametrosEntrada2','Ta1','w1','ha1','Mr')
load ('DatosCondensador','DINT','DEXT','VRLIQ','VRVAP','HC','WC','LS','SL',
'ST','SP','SD','NR','NP','L')
load ('DatosAire','MAA','VAMAX')
load ('DatosRefrigerante','MrT')
load ('DatosAgua','MwA','YD')

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                                DATOS                                %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%                                Datos aire a Ta                                %

if (imag(y(1)) || imag(y(2)) || imag(y(3)) || imag(y(4)) || imag(y(5))) ~= 0
    error('No es posible hallar una solución válida','ERROR')
    error('myApp:argChk', 'Números irreales')
    close (tiempo)
end

```

La función *edos_adim* resuelve el sistema de ecuaciones diferenciales adimensionales con condiciones de contorno planteado en el capítulo 3.5. Para la facilidad de comprensión, en la Tabla C. 1 se muestra la equivalencia entre las variables utilizadas en el problema con Matlab y las variables reales a las que hacen referencia.

Tabla C. 1.- Correspondencia entre las variables de Matlab y las variables del problema

Variable	Parámetro (adimensional)
y (1)	Relación de humedad del aire
y (2)	Flujo másico de agua
y (3)	Entalpía del aire
y (4)	Entalpía del refrigerante
y (5)	Temperatura del agua

Las líneas anteriores previenen de un posible bucle en las iteraciones al aparecer números complejos.

```
Ta = fzero (@(Ta) (y(3)*ha1-(Ca+w1*y(1)*Cpv)*Ta-w1*y(1)*ro), Ta1);
hv = Cpv*Ta+ro;
Th = fzero (@(Th) ((Pext*(y(1)*w1/0.622)/(1+(y(1)*w1/0.622)))-
((6.11*10^(7.5*Th/(Th+237.3)))/1000)+1000*Pext*Ca*(Ta-Th)/(622*hv)), Ta1);
Pv = Pext*(y(1)*w1/0.622)/(1+(y(1)*w1/0.622));
Ras = 287;

ROa = 1e5*Pext*(1-0.378*(Pv/Pext))/(Ras*(Ta+273));

Mas = 28.97e-3;
Mv = 18.018e-3;
Xv=Pv/Pext;
Xas=1-Xv;

Muas = 18.93e-6;
Muv = 1e-7*(0.397*Ta+80.183);
Mua = (Muas*Xas*Mas+Muv*Xv*Mv)/(Xas*Mas+Xv*Mv);

%                Datos aire a Tw                %

Caw = 1008.7;
Cpvw = 1896;

PvSatW = (6.11*10^(7.5*y(5)*Ta1/(y(5)*Ta1+237.3)))/1000;
ws = (0.622*PvSatW)/(Pext-PvSatW);
has = (Caw+ws*Cpvw)*y(5)*Ta1+ws*ro;

%                Datos agua líquida                %

Tw = Ta1*y(5);
Muw = 1e-6*(0.171*Tw^2-26.91*Tw+1460.5);
Cw = 4179;
Mw1 = MwA;

%                Datos Refrigerante                %

Tf = (Tr+Tw)/2;
```

```

if val3 == 1
    % Refrigerante saturado Tf R134a      %
    ROrliq = -4.098*Tf+1309.9;
    Murliq = 1e-6*(-2.19*Tf+250.55);
    Krliq = 1e-3*(-0.458*Tf+93.998);
    Crliq = 1000*(6.85714e-5*Tf^2+0.00044*Tf+1.37117);
elseif val3 == 2
    % Refrigerante saturado Tf amoniaco    %
    ROrliq = -1.5742*Tf+642.31;
    Murliq = 1e-6*(1.144*Tr+159.94);
    Krliq = 1e-3*(-1.98*Tr+520.52);
    Crliq = 1000*(0.000611429*Tf^2-0.02652*Tf+5.059031);
end

```

Se establecen las propiedades térmicas del aire, agua y refrigerante en función de las variables de las ecuaciones.

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                                     CORRELACIONES
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                               Condensación en película dentro de tubos horizontales
%

VRLIQ = 4*MrT/(ROrliq*pi*DINT^2);
RERLIQ = VRLIQ*DINT*(ROrliq/Murliq);
Prarliq = Murliq*Crliq/Krliq;
VRVAP = 4*MrT/(ROrvap*pi*DINT^2);
RERVAP = VRVAP*DINT*(ROrvap/Murvap);

if RERVAP<35000
    hhfg= hfg+0.68*Crliq*(Tr-Tw);
    HR = 0.555*((g*ROrliq*(ROrliq-ROrvap)*Krliq^3*hhfg)/(Murliq*(Tr-
Tw)*DINT))^0.25;
else
    H1 = 0.023*RERLIQ^0.8*Prarliq^0.4*Krliq/DINT;
    HR = H1*(0.55+2.09*(Pcrit/Ptub)^0.38);
end

%
%                               Caída de agua sobre tubos horizontales y Kz
%

hw = 2102.9*YD^0.333;
kz =
1/((DEXT/(DINT*HR))+ (DEXT*Rfint/DINT)+ ((DEXT*log(DEXT/(DINT)))/(2*Ktub))+1/hw+R
fext);

%
%                               HD
%

Rea = VAMAX*DEXT*ROa/Mua;
Rew = 4*y(2)*Mw1/(pi*DEXT*Muw);
hd = 5.544e-8*Rew^0.15*DEXT^(-1.6)*(Rea^0.9);

hc = hd*(Ca+w1*y(1)*Cpv);
Qp = hc*(Tw-Ta)*pi*DEXT^2*LS*NR*NP;

```

Se calculan los coeficientes de transferencia de calor y masa y el coeficiente global de transferencia de calor.

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%                               EDO's                               %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

R1 = Mw1/(w1*MAA);
R2 = 2*hd*LS*L*w1/Mw1;
R3 = 2*hd*LS*L/MAA;
R4 = 2*LS*L*kz*Ta1/(hrv*MrT);
R51 = 2*hd*LS*L*ha1/(Mw1*Cw*Ta1);
R52 = R2;
R53 = 2*LS*L*kz/(Mw1*Cw);
```

Las líneas anteriores muestran las constantes calculadas, tal y como aparecen en los cálculos desarrollados a lo largo del trabajo.

```
load ('iteraciones','t1','t2','k')
t1=1;
if t2~=t1
    k = k+1;
    if k>1000
        errordlg('No es posible hallar una solución válida','ERROR')
        error('myApp:argChk', 'Demasiadas iteraciones')
        close(tiempo)
    end
    save ('iteraciones','t1','t2','k')
end
```

Se establece como 1000 el número máximo de iteraciones durante el cálculo de las EDO's.

```
dyd1 = [ -R1*R2*(ws/w1-y(1))
          R2*(ws/w1-y(1))
          -R3*(has/ha1-y(3))
          -R4*((Tr/Ta1)- y(5))
          (1/y(2))*(-R51*(has/ha1-y(3))-R52*y(5)*(ws/w1-y(1))+R53*((Tr/Ta1)-
y(5)))];
```

Se plantean las EDO's del mismo modo que en el capítulo 3.5.

```
load ('longitud','x1','x2','it','vector','ta','tbh','HREF','HW','HENT','U')
x1=1;

if x2~=x1
    it = it+1;
    vector(it) = 1;
    ta(it) = Ta;
    tbh(it) = Th;
    HREF(it) = HR;
    HW(it) = hw;
    HENT(it) = hc;
    U(it) = kz;
    x2 = x1;
    save ('longitud','x1','x2','it','vector','ta','tbh','HREF','HW','HENT','U')
end
```

Las líneas anteriores asignan los valores de las temperaturas de bulbo seco y húmedo, los coeficientes de transferencia de calor en función del número de la iteración.

```
function res = cond_contorno_adim(ya,yb)
res = [ yb(1)-1
        ya(2)-1
        yb(3)-1
        ya(4)-1
        ya(5)-yb(5) ];
```

En esta función se establecen las condiciones de contorno utilizadas para resolver las EDO's.

C.4.- Resultados del condensador evaporativo

C.4.1.- Función ResultadoCondEvap

```
function varargout = ResultadoCondEvap(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn',   @ResultadoCondEvap_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',    @ResultadoCondEvap_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',    [], ...
                  'gui_Callback',     []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargin
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

function ResultadoCondEvap_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)

handles.output = hObject;
load col

handles.Condfin = imread('Condensador Matlab.jpg');
image(handles.Condfin, 'Parent', handles.axes3);
set(handles.axes3, 'Visible', 'off')

handles.medidasfin = imread('Cond Geometria final.jpg');
image(handles.medidasfin, 'Parent', handles.axes2);
set(handles.axes2, 'Visible', 'off')
```

Cuando se han realizado todos los cálculos y se ha hallado la solución óptima se abre la ventana de resultados (función ResultadosCondEvap), en la que se cargan las imágenes.

```
if col==1
```

El valor de $col = 1$ indica que existen cálculos realizados y se viene de la ventana de introducción de datos.

```
load ('DatosIniciales', 'L0', 'L1')
load ('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'hrv', 'hrl', 'hfg', 'Tr', 'Ptub')
load ('ParametrosEntrada2', 'Ta1', 'w1', 'ha1', 'Mr', 'Qc')
load ('SolucionFinal', 'sol')
load ('DatosAire', 'MAA', 'VAMAX')
load ('DatosAgua', 'MwA', 'YD')
load ('DatosRefrigerante', 'MrT')
load ('DatosCondensador', 'DINT', 'DEXT', 'HC', 'WC', 'LS', 'SL', 'ST', 'SP', 'SD',
'NR', 'NP', 'L', 'A', 'VolTub')
load ('longitud', 'x1', 'x2', 'it', 'vector', 'ta', 'tbh', 'HREF', 'HW', 'HENT', 'U')
load ('DatosSol', 'hr2', 'Ent', 'ENT', 'FIN', 'DIFF1', 'DIFF2', 'MinDiFF2')
```

```

if Tipo==1
    handles.config = imread('tubos1.jpg');
    image(handles.config, 'Parent', handles.axes4);
    set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
elseif Tipo==2
    handles.config = imread('tubos2.jpg');
    image(handles.config, 'Parent', handles.axes4);
    set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
end

```

Se cargan todos los datos necesarios y dependiendo del tipo de configuración aparece una imagen u otra.

```

w2 = sol.y(1,1)*w1;

Mw1 = MwA*NP;
Mw2 = sol.y(2,FIN)*Mw1;

Ma = MAA*NP;

ha2 = sol.y(3,1)*ha1;

hr2 = sol.y(4,FIN)*hrv;

Qcreal = Qc;
Qcest = -MrT*NP*(hr2-hrv);

Err = abs((Qcreal-Qcest)/Qcreal);

k = 0;
kk = 0;
for i = 10:length(ta)
    if vector(i)==0
        k = k+1;
        loc1(k)=i;
        vecTa(k) = ta(i);
        vecTbh2(k) = tbh(i);
    elseif vector(i)==1
        kk = kk+1;
        loc2(kk)=i;
        vecTbh1(kk) = tbh(i);
    end
end

Ta2 = sum(vecTa)/length(vecTa);
Tbh1 = sum(vecTbh1)/length(vecTbh1);
Tbh2 = sum(vecTbh2)/length(vecTbh2);

Tw = sol.y(5,FIN)*Ta1;

href = max(HREF);
hw = max(HW);
hent = max(HENT);
Uext = max(U);

```

La variable *sol* contiene los datos de la evolución de todos los parámetros adimensionales a lo largo del condensador evaporativo. La variable *sol.x* es la variable de longitud de integración y la variable *sol.y* contiene los datos de las variables calculadas.

La variable *sol.y* tiene dos variables. La primera se refiere al dato que contiene (relación de humedad, entalpías, etc.) y la segunda se refiere al punto donde se ha calculado esa variable. Por lo general, dependiendo de varios factores propios del cálculo interno de Matlab, existen entre 5 y 10 puntos.

Por lo tanto, para calcular el valor inicial o final de todas las variables hay que deshacer el cambio adimensional y referir a este valor el punto donde se va a calcular (en este caso 1 corresponde al valor en el inicio del banco de tubos y *FIN* al valor final, dependiendo del número de puntos).

```
set(handles.edit1,'string',roundn(Tbh1,-1))
set(handles.edit2,'string',roundn(Ta1,-1))
set(handles.edit3,'string',roundn(ha1,0))
set(handles.edit4,'string',roundn(Mw1,-2))
set(handles.edit5,'string',roundn(Tr,0))
set(handles.edit6,'string',roundn(Tw,-1))
set(handles.edit7,'string',roundn(Tbh2,-1))
set(handles.edit8,'string',roundn(Ta2,-1))
set(handles.edit9,'string',roundn(ha2,0))
set(handles.edit10,'string',roundn(Mw2,-2))
set(handles.edit11,'string',roundn(hr2,0))
set(handles.edit12,'string',roundn(Tw,-1))
set(handles.edit13,'string',roundn(hrv,-1))
set(handles.edit133,'string',roundn(Mr,-2))
set(handles.edit14,'string',roundn(DEXT*1000,-4))
set(handles.edit15,'string',roundn(DINT*1000,-4))
set(handles.edit16,'string',roundn(WC,-2))
set(handles.edit17,'string',roundn(HC,-2))
set(handles.edit18,'string',roundn(LS,-2))
set(handles.edit19,'string',roundn(NP,-2))
set(handles.edit20,'string',roundn(NR,-2))
set(handles.edit21,'string',roundn(SL*1000,-2))
set(handles.edit22,'string',roundn(ST*1000,-2))
set(handles.edit23,'string',roundn(SD*1000,-2))
set(handles.edit24,'string',roundn(Ma,-2))
set(handles.edit25,'string',roundn(Ma,-2))
set(handles.edit26,'string',roundn(A,-2))
set(handles.edit27,'string',roundn(VolTub,-4))
set(handles.edit28,'string',roundn(Qcest/1000,-2))

save ('ParametrosSalida','Ma','w2','Ta2','Tbh1','Tbh2','ha2','Mw1','Mw2','hr2',
'Tw','Qcreal','Qcest','Err','Ptub')
save ('DatosEntGrafica','w1','MwA','LS','WC','ha1','hrv','hrl','Ta1',
'HC','NR','NP','sol','vector','ta','tbh','VAMAX','href','hw','hent','Uext','Tr'
)
```

Finalmente se muestran los valores hallados en los cuadros correspondientes en la ventana de resultados (comando *set*).

```
elseif col==0
    handles.config = imread('tubos1.jpg');
    image(handles.config,'Parent',handles.axes4);
    set(handles.axes4,'Visible','off');
end
```

Si *col = 0*, significa que no existen resultados guardados.

```
guidata(hObject, handles);
```

```

function varargout = ResultadoCondEvap_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)

varargout{1} = handles.output;

guidata(hObject,handles)

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)

load col

if col == 0
    cont = 0;
else
    cont = 1;
end
save cont cont -ascii
delete ('longitud.mat')
delete ('DatosCorrelaciones.mat')
delete ('DatosCondensador.mat')
delete ('DatosAire.mat')
delete ('DatosRefrigerante.mat')
delete ('DatosAgua.mat')
delete ('iteraciones.mat')
delete ('DatosSol.mat')
delete ('SolucionFinal.mat')
delete ('ParametrosSalida.mat')
delete ('DatosEntGrafica.mat')
delete ('DatosSalGrafica.mat')
close all
IntroDatos

```

Esta es la función que se ejecuta al pulsar en *VOLVER*. Si no existen resultados obtenidos resolviendo las ecuaciones ($col = 0$), se establece que $cont = 0$, es decir, en la ventana de entrada de datos van a aparecer los valores por defecto. Si por el contrario existen resultados ($col = 1$), en la venta de introducción de datos aparecerán los anteriores datos introducidos ($cont = 1$).

```

function pushbutton3_Callback(hObject, eventdata, handles)

Graficas

function pushbutton4_Callback(hObject, eventdata, handles)

OtrosResul

function pushbutton5_Callback(hObject, eventdata, handles)

ComparacionResul

```

Estas tres funciones abren las ventanas de las gráficas, resultados complementarios y comparación de los resultados con los otros condensadores.

```

% -----
function Archivo_Callback(hObject, eventdata, handles)

```

```

% -----
function Cargar_Callback(hObject, eventdata, handles)

[Resultados_Salida,fichero] = uigetfile('*.mat','Cargar Resultados Guardados');

if isequal ([Resultados_Salida,fichero],[0,0])
    return
end

load (Resultados_Salida,'Tr','Tipo','Ta1','w1','ha1','hrv','hrl','Mr',
'sol','MwA','Ma','Mw1','w2','Ta2','Tbh1','Tbh2','ha2','Mw2','hr2','vec-
tor','ta',
'tbh','Tw','DINT','DEXT','HC','WC','LS','SL','ST','SP','SD','NR','NP','L','A',
'VolTub','sol','FIN','Qcreal','Qcest','Err','Ptub','href','hw','hent',
'Uext','Tr')

set(handles.edit1,'string',roundn(Tbh1,-1))
set(handles.edit2,'string',roundn(Ta1,-1))
set(handles.edit3,'string',roundn(ha1,0))
set(handles.edit4,'string',roundn(Mw1,-2))
set(handles.edit5,'string',roundn(Tr,0))
set(handles.edit6,'string',roundn(Tw,-1))
set(handles.edit7,'string',roundn(Tbh2,-1))
set(handles.edit8,'string',roundn(Ta2,-1))
set(handles.edit9,'string',roundn(ha2,0))
set(handles.edit10,'string',roundn(Mw2,-2))
set(handles.edit11,'string',roundn(hr2,0))
set(handles.edit12,'string',roundn(Tw,-1))
set(handles.edit13,'string',roundn(hrv,-1))
set(handles.edit133,'string',roundn(Mr,0))
set(handles.edit14,'string',roundn(DEXT*1000,-4))
set(handles.edit15,'string',roundn(DINT*1000,-4))
set(handles.edit16,'string',roundn(WC,-2))
set(handles.edit17,'string',roundn(HC,-2))
set(handles.edit18,'string',roundn(LS,-2))
set(handles.edit19,'string',roundn(NP,-2))
set(handles.edit20,'string',roundn(NR,-2))
set(handles.edit21,'string',roundn(SL*1000,-2))
set(handles.edit22,'string',roundn(ST*1000,-2))
set(handles.edit23,'string',roundn(SD*1000,-2))
set(handles.edit24,'string',roundn(Ma,-2))
set(handles.edit25,'string',roundn(Ma,-2))
set(handles.edit26,'string',roundn(A,-2))
set(handles.edit27,'string',roundn(VolTub,-4))
set(handles.edit28,'string',roundn(Qcest/1000,-2))

handles.Condfin = imread('Condensador Matlab.jpg');
image(handles.Condfin,'Parent',handles.axes3);
set(handles.axes3,'Visible','off')

handles.medidasfin = imread('Cond Geometria final.jpg');
image(handles.medidasfin,'Parent',handles.axes2);
set(handles.axes2,'Visible','off')

if Tipo==1
    handles.config = imread('tubos1.jpg');
    image(handles.config,'Parent',handles.axes4);
    set(handles.axes4,'Visible','off');
end

```

```
elseif Tipo==2
    handles.config = imread('tubos2.jpg');
    image(handles.config, 'Parent', handles.axes4);
    set(handles.axes4, 'Visible', 'off');
end

save ('ParametrosSalida', 'Ma', 'w2', 'Ta2', 'Tbh1', 'Tbh2', 'ha2', 'Mw1', 'Mw2', 'hr2',
'Tw', 'Qcreal', 'Qcest', 'Err', 'Ptub')
save ('DatosEntGrafica', 'w1', 'MwA', 'LS', 'WC', 'ha1', 'hrv', 'hrl', 'Ta1', 'HC', 'NR',
'NP', 'sol', 'vector', 'ta', 'tbh', 'href', 'hw', 'hent', 'Uext', 'Tr')
```

Como ocurría con la carga de datos en la ventana de introducción, también es posible cargar resultados guardados con anterioridad, guardando estos datos en otros archivos que se utilizarán posteriormente.

```
% -----
function GuardarComo_Callback(hObject, eventdata, handles)

load ('ParametrosEntrada', 'Tipo', 'hrv', 'Tr')
load ('ParametrosEntrada2', 'Ta1', 'w1', 'ha1', 'Mr')
load ('DatosAire', 'MAA')
load ('DatosAgua', 'MwA')
load ('DatosCondensador', 'DINT', 'DEXT', 'HC', 'WC', 'LS', 'SL', 'ST', 'SP', 'SD', 'NR',
'NP', 'L', 'A', 'VolTub')
load ('longitud', 'x1', 'x2', 'it', 'vector', 'ta', 'tbh', 'HREF', 'HW', 'HENT', 'U')
load ('SolucionFinal', 'solini2', 'sol')
load ('DatosSol', 'hr2', 'Ent', 'ENT', 'FIN', 'DIFF1', 'DIFF2', 'MinDiFF2')
load ('ParametrosSalida', 'Ma', 'w2', 'Ta2', 'Tbh1', 'Tbh2', 'ha2', 'Mw1', 'Mw2',
'hr2', 'Tw', 'Qcreal', 'Qcest', 'Err', 'Ptub')
load ('DatosEntGrafica', 'w1', 'MwA', 'LS', 'WC', 'ha1', 'hrv', 'hrl', 'Ta1', 'HC',
'NR', 'NP', 'sol', 'vector', 'ta', 'tbh', 'href', 'hw', 'hent', 'Uext', 'Tr')

[Resultados_Salida, fichero] = uiputfile('*.mat', 'Guardar Valores Iniciales');

if isequal ([Resultados_Salida, fichero], [0,0])
    return
end

save (Resultados_Salida, 'Tr', 'Tipo', 'Ta1', 'w1', 'ha1', 'hrv', 'hrl', 'Mr', 'sol',
'MwA', 'Ma', 'Mw1', 'w2', 'Ta2', 'Tbh1', 'Tbh2', 'ha2', 'Mw2', 'hr2', 'vec-
tor', 'ta', 'tbh',
'Tw', 'DINT', 'DEXT', 'HC', 'WC', 'LS', 'SL', 'ST', 'SP', 'SD', 'NR', 'NP', 'L', 'A', 'VolTub',
'sol', 'FIN', 'Qcreal', 'Qcest', 'Err', 'Ptub', 'href', 'hw', 'hent', 'Uext', 'Tr')

function Imprimir_Callback(hObject, eventdata, handles)

printpreview(ResultadoCondEvap)
```

También es posible guardar los resultados obtenidos e imprimirlos.

```
% -----
function Salir_Callback(hObject, eventdata, handles)

clear all
close all
delete ('cont')
delete ('col')
delete ('longitud.mat')
delete ('ParametrosEntrada.mat')
delete ('ParametrosEntrada2.mat')
delete ('DatosCorrelaciones.mat')
delete ('DatosCondensador.mat')
delete ('DatosAire.mat')
delete ('DatosRefrigerante.mat')
delete ('DatosAgua.mat')
delete ('iteraciones.mat')
delete ('DatosSol.mat')
delete ('SolucionFinal.mat')
delete ('ParametrosSalida.mat')
delete ('DatosEntGrafica.mat')
delete ('DatosSalGrafica.mat')
```

Esta última función borra todos los archivos que contenían datos intermedios que se han utilizado para calcular los resultados.

C.4.2.- Función ComparacionResul

```
function varargout = ComparacionResul(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn',  @ComparacionResul_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @ComparacionResul_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',   [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargin
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

function ComparacionResul_OpeningFcn(hObject, ~, handles, varargin)

handles.output = hObject;

tiempo = waitbar(0, 'Se está buscando la solución para el condensador refrige-
rado por aire, espere por favor...');
```

Este cálculo suele llevar un par de minutos, por lo que se ha optado por hacer aparecer también una barra de tiempo.

```
load ('DatosIniciales','Pext','ROa','Ca','Cpv','g','Rfext','Rfint','ro')
load ('ParametrosEntrada','Tipo','StD','SlD','val2','val3','val4')
load ('ParametrosEntrada2','Ta1','Qc','wl','Mr','hal')
load ('DatosCondensador','DINT','DEXT','VRLIQ','LS','SL','ST','SP',
'SD','NR','NP','A')
load ('ParametrosSalida','Ma','Mw1','Mw2','Tw','Ta2','Qcest')
load ('DatosEntGrafica','href','hw','hent','Uext','Tr')
load ('SolucionFinal','sol')
```

```
Mua = 200e-7;
Ka = 27.5e-3;
ROw = 1000;
Twmax = max(sol.y(5,:)*Ta1);
IncTwEv = Twmax - Tw;
Pra = Mua*Ca/Ka;
```

```
if val2 == 1
    Ktub = 13.6;
else
    Ktub = 400;
end
```

Se cargan los datos necesarios. Hay que hacer incapié en la diferencia entre las temperaturas máximas y mínimas del agua, que posteriormente aparecerán en la ventana de resultados.

En primer lugar se realizan los cálculos para el condensador refrigerado por aire.

```
%%%%%%%%%%%%%% CONDENSADOR REFRIGERADO POR AIRE %%%%%%%%%%%%%%%
```

```
%%%%%%%%%%%%%% ha %%%%%%%%%%%%%%%
```

```
if StD == 1.25
    if Tipo == 1
        if SlD == 1.25
            C1 = 0.348;
            m = 0.592;
        end
        if SlD == 1.5
            C1 = 0.367;
            m = 0.586;
        end
        if SlD == 2
            C1 = 0.418;
            m = 0.570;
        end
        if SlD == 3
            C1 = 0.29;
            m = 0.601;
        end
    end
    if Tipo == 2
        if SlD == 1.25
            C1 = 0.518;
            m = 0.556;
        end
    end
end
```



```

        if SLD == 1.5
            C1 = 0.451;
            m = 0.568;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.404;
            m = 0.572;
        end
        if SLD == 3
            C1 = 0.310;
            m = 0.592;
        end
    end
end

if StD == 1.5
    if Tipo == 1
        if SLD == 1.25
            C1 = 0.275;
            m = 0.608;
        end
        if SLD == 1.5
            C1 = 0.25;
            m = 0.620;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.299;
            m = 0.602;
        end
        if SLD == 3
            C1 = 0.357;
            m = 0.584;
        end
    end
    if Tipo == 2
        if SLD == 1
            C1 = 0.497;
            m = 0.558;
        end
        if SLD == 1.25
            C1 = 0.505;
            m = 0.554;
        end
        if SLD == 1.5
            C1 = 0.460;
            m = 0.552;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.416;
            m = 0.568;
        end
        if SLD == 3
            C1 = 0.356;
            m = 0.580;
        end
    end
end
end

```

```

if StD == 2
    if Tipo == 1
        if SLD == 1.25
            C1 = 0.1;
            m = 0.704;
        end
        if SLD == 1.5
            C1 = 0.101;
            m = 0.702;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.229;
            m = 0.632;
        end
        if SLD == 3
            C1 = 0.374;
            m = 0.581;
        end
    end
    if Tipo == 2
        if SLD == 0.9
            C1 = 0.446;
            m = 0.571;
        end
        if SLD == 1.125
            C1 = 0.478;
            m = 0.575;
        end
        if SLD == 1.25
            C1 = 0.519;
            m = 0.556;
        end
        if SLD == 1.5
            C1 = 0.452;
            m = 0.568;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.482;
            m = 0.556;
        end
        if SLD == 3
            C1 = 0.440;
            m = 0.562;
        end
    end
end
end

if StD == 3
    if Tipo == 1
        if SLD == 1.25
            C1 = 0.0633;
            m = 0.752;
        end
        if SLD == 1.5
            C1 = 0.0678;
            m = 0.744;
        end
        if SLD == 2
            C1 = 0.198;
            m = 0.648;
        end
    end
end

```

```

        if SLD == 3
            C1 = 0.286;
            m = 0.608;
        end
    end
end
if Tipo == 2
    if SLD == 0.6
        C1 = 0.213;
        m = 0.636;
    end
    if SLD == 0.9
        C1 = 0.401;
        m = 0.581;
    end
    if SLD == 1.125
        C1 = 0.518;
        m = 0.560;
    end
    if SLD == 1.25
        C1 = 0.522;
        m = 0.562;
    end
    if SLD == 1.5
        C1 = 0.488;
        m = 0.568;
    end
    if SLD == 2
        C1 = 0.449;
        m = 0.571;
    end
    if SLD == 3
        C1 = 0.428;
        m = 0.574;
    end
end
end
end

```

En primer lugar se buscan los valores de C1 y m para los valores de S_L/D_{ext} y S_T/D_{ext} elegidos.

```

nuevaTr = Ta1+15;
valTr = [1:11;30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50];

for i = 1:11
    if abs (nuevaTr-valTr(2,i))<2
        Tr2op = valTr(2,i);
        val2op = valTr(1,i);
    end
end
if nuevaTr>max(valTr(2,i))
    Tr2op = max (valTr(2,i));
    val2op = max (valTr(1,i));
end

```

Se elige el valor de la temperatura del refrigerante. Si el valor de T_r deseado es superior a 50°C, el valor final será de 50°C, ya que no se disponen de datos para temperaturas más altas. Además, a este valor se le asignará un valor del 1 al 11 para después encontrar las propiedades térmicas de esa temperatura.

```

    %%%% buscar nueva Tr %%%%

if val2op == 1 % Tr=30 %
    Tr2op = 30;
    if val3 == 1
        Ptub = 7.71e5;
        hrv = 414.8e3;
        hrl = 241.7e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 11.67e5;
        hrv = 1486e3;
        hrl = 341.8e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

if val2op == 2
    Tr2op = 32;
    if val3 == 1
        Ptub = 8.16e5;
        hrv = 415.5e3;
        hrl = 244.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 12.38e5;
        hrv = 1486.8e3;
        hrl = 351.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

if val2op == 3
    Tr2op = 34;
    if val3 == 1
        Ptub = 8.63e5;
        hrv = 416.7e3;
        hrl = 247.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 13.12e5;
        hrv = 1487.6e3;
        hrl = 360.24e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

if val2op == 4
    Tr2op = 36;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.12e5;
        hrv = 417.6e3;
        hrl = 250.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 13.90e5;
        hrv = 1488e3;
        hrl = 371e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

```

```

if val2op == 5
    Tr2op = 38;
    if val3 == 1
        Ptub = 9.64e5;
        hrv = 418.5e3;
        hrl = 253.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 14.70e5;
        hrv = 1489.2e3;
        hrl = 380.8e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
if val2op == 6
    Tr2op = 40;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.17e5;
        hrv = 419.4e3;
        hrl = 256.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 15.55e5;
        hrv = 1490e3;
        hrl = 390.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
if val2op == 7
    Tr2op = 42;
    if val3 == 1
        Ptub = 10.73e5;
        hrv = 420.3e3;
        hrl = 259.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 16.43e5;
        hrv = 1490.4e3;
        hrl = 400.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
if val2op == 8
    Tr2op = 44;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.31e5;
        hrv = 421.1e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 17.35e5;
        hrv = 1490.8e3;
        hrl = 410.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
end

```

```

if val2op == 9
    Tr2op = 46;
    if val3 == 1
        Ptub = 11.91e5;
        hrv = 421.9e3;
        hrl = 262.4e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 18.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 420.52e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
if val2op == 10
    Tr2op = 48;
    if val3 == 1
        Ptub = 12.53e5;
        hrv = 422.7e3;
        hrl = 268.5e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 19.30e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 430.56e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end
if val2op == 11
    Tr2op = 50;
    if val3 == 1
        Ptub = 13.59e5;
        hrv = 423.4e3;
        hrl = 271.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    elseif val3 == 2
        Ptub = 20.33e5;
        hrv = 1491e3;
        hrl = 440.6e3;
        hfg = hrv-hrl;
    end
end

if val3 == 1
    Pcrit = 40e5;
    ROrvap = 1.4258*Tr2op-6.1153;
    Murvap = (0.05444*Tr2op+10.729)*1e-6;
    ROrliq = 1166.44;
    Murliq = 173.9e-6;
    Krliq = 77.97e-3;
    Crliq = 1474;

elseif val3 == 2
    Pcrit = 112.4e5;
    ROrvap = 0.3361*Tr2op-1.2215;
    Murvap = (0.03399*Tr2op+8.9728)*1e-6;
    ROrliq = 587.2;
    Murliq = 119.9e-6;
    Krliq = 451.22e-3;
    Crliq = 4904;
end

```

Dependiendo de la temperatura y el tipo de refrigerante se eligen las propiedades térmicas.

```
Mr2op = Qc/hfg;

Rerliq = VRLIQ*DINT*(ROrliq/Murliq);
Prrliq = Murliq*Crliq/Krliq;
Vrvap = ROrliq*VRLIQ/ROrvap;
Rervap = Vrvap*DINT*(ROrvap/Murvap);

if Rervap < 35000
    hhfg= hfg+0.68*Crliq*(Tr2op-(Ta1));
    hr2op = 0.555*((g*ROrliq*(ROrliq-ROrvap)*Krliq^3*hhfg)/(Murliq*(T2rop-
Ta1)*DINT))^0.25;
else
    H1 = 0.023*Rerliq^0.8*Prrliq^0.4*Krliq/DINT;
    hr2op = H1*(0.55+2.09*(Pcrit/Ptub)^0.38);
end
```

Para esa temperatura del refrigerante se elige el coeficiente de transferencia del mismo.

```
if Tipo==1
    Va = 2:1:40;
else
    Va = 40:1:80;
end
Interv2 = (Tr2op-Ta1)/10;
Tsa2 = (Ta1+Interv2:Interv2:Tr2op-Interv2);
```

Se eligen dos rangos de velocidades de aire en el interior del condensador, dependiendo de si la configuración es recta o escalonada.

```
for j = 1:length(Va)
    if Tipo==1
        VAMAX(j) = ST*Va(j)/(ST-DEXT);
    elseif Tipo==2
        VAMAX(j) = ST*Va(j)/(2*(SD-DEXT));
    end
    maa1(j) = ROa*VAMAX(j)*((ST-DEXT)*(NP-1)+3*DEXT)*(LS+4*DEXT);
    Rea(j) = ROa*VAMAX(j)*DEXT/Mua;
    Nua(j) = 1.13*C1*Rea(j)^m*Pra^(1/3);
    haire(j) = Nua(j)*Ka/DEXT;
    uaire2(j) =
1/((DEXT/(DINT*hr2op))+ (DEXT*Rfint/DINT)+ ((DEXT*log(DEXT/(DINT)))/(2*Ktub))+1/h
aire(j)+Rfext);

    for i = 1:length(Tsa2)
        IncTT2(i) = Tsa2(i)-Ta1;
        maa2(i) = Qc/(Ca*IncTT2(i));
        IncTLn2(i) = ((Tr2op-Tsa2(i))-(Tr2op-Ta1))/log((Tr2op-Tsa2(i))/(Tr2op-
Ta1));
        Aa2(j,i) = Qc/(uaire2(j)*IncTLn2(i));
        UAa(j,i) = uaire2(j)*Aa2(j,i);
        difma(j,i) = abs((maa1(j)-maa2(i))/maa2(i));
        if difma(j,i)>0.1
            UAa(j,i)=NaN;
        end
    end
end
```

En primer lugar se halla el valor del flujo de aire en función del área que atraviesa el mismo. Para estos valores, se calcula el coeficiente de transferencia del aire y el global.

Finalmente, para un rango de valores de temperatura de salida del aire, se obtiene otro valor para el flujo de aire. Posteriormente se comparan estos valores, eliminando los datos que contengan un error relativo superior al 5 %.

```
UAaire = max(max(UAa));
for j = 1:length(Va)
    for i = 1:length(Tsa2)
        if UAaire == UAa(j,i)
            Maa = (maa1(j)+maa2(i))/2;
            Haire = haire(j);
            Uaire = uaire2(j);
            IncTT = IncTT2(i);
            Tsaire = Tsa2(i);
            Aaire = Aa2(j,i);
        end
    end
end
```

```
NRa = Aaire/(pi*DEXT*NP*LS);
Nconda = NRa/NR;
for i = 1:1:Nconda
    if (abs(Nconda-i))<1
        Nconda = i+1;
    end
end
```

```
PVENTev = (9/1000)*Qcest;
PBev = (1.75/1000)*Qcest;
PVENTa = (Maa/Ma)*PVENTev;
```

De los valores válidos se escoge aquel que proporcione el mayor producto UA, estableciendo como definitivos todos los datos dependientes de la velocidad del aire y la temperatura de salida del aire. A continuación se halla el número de filas y se compara con el del evaporativo. Finalmente, se establece la potencia de los ventiladores.

```
guidata(hObject, handles);

set(handles.edit20, 'string', roundn(Maa,-1));
set(handles.edit23, 'string', roundn(Mr2op,-1));
set(handles.edit24, 'string', roundn(Tr2op,0));
set(handles.edit25, 'string', roundn(Ta1,0));
set(handles.edit22, 'string', roundn(Tsaire,0));
set(handles.edit26, 'string', roundn(IncTT,0));
set(handles.edit17, 'string', roundn(hr2op,-1));
set(handles.edit19, 'string', roundn(Haire,-1));
set(handles.edit18, 'string', roundn(Uaire,-1));
set(handles.edit93, 'string', roundn(Aaire,-2));
set(handles.edit89, 'string', roundn(NP,0));
set(handles.edit90, 'string', roundn(NRa,0));
set(handles.edit95, 'string', roundn(Nconda,-2));
set(handles.edit91, 'string', roundn(DEXT*1000,-1));
set(handles.edit21, 'string', roundn(LS,-2));
set(handles.edit99, 'string', roundn(PVENTa/1000,-1));
```

A continuación se hallan los datos para el condensador refrigerado por agua.


```
%%%%%%%%%%%%%% CONDENSADOR REFRIGERADO POR AGUA %%%%%%%%%%%%%%%
```

```
Cw = 4179;
Kw = 0.61;
hv = Cpv*Tal+ro;
Tw1 = fzero (@(Th) ((Pext*(w1/0.622)/(1+(w1/0.622)))-
((6.11*10^(7.5*Th/(Th+237.3)))/1000)+1000*Pext*Ca*(Tal-Th)/(622*hv)), Tal);
Trw = (Tw1+5:1:Tw1+10);
Tw2 = Tw1+5;
IncTw = Tw2-Tw1;
valTrw = [1:11;30,32,34,36,38,40,42,44,46,48,50];
Magua = Qc/(Cw*IncTw);
```

Se introducen los datos necesarios para el cálculo. La temperatura de entrada del agua es la de bulbo húmedo. La temperatura de salida del agua es 5°C superior a la de entrada. A continuación se elige un rango de temperaturas del refrigerante y también se calcula el flujo másico de agua.

```
close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.1,'Se está buscando la solución para el condensador refrige-
rado por agua, espere por favor...');

for i = 1:11
    for j = 1:length(Trw)
        if abs ((Trw(j)-valTrw(2,i))/valTrw(2,i))<0.1
            TRW(j) = valTrw(2,i);
            VALTRW(j) = valTrw(1,i);
        end
        if Trw(j)>max(valTrw(2,:))
            TRW(j) = max (valTrw(2,:));
            VALTRW(j) = max (valTrw(1,:));
        end
        if Trw(j)<min(valTrw(2,:))
            TRW(j) = min (valTrw(2,:));
            VALTRW(j) = min (valTrw(1,:));
        end
    end
end

for j = 1:length(Trw)
if VALTRW(j) == 1 % Tr=30 %
    TRW(j) = 30;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 7.71e5;
        hrv(j) = 414.8e3;
        hrl(j) = 241.7e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 11.67e5;
        hrv(j) = 1486e3;
        hrl(j) = 341.8e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
```

```

if VALTRW(j) == 2
    TRW(j) = 32;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 8.16e5;
        hrv(j) = 415.5e3;
        hrl(j) = 244.6e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 12.38e5;
        hrv(j) = 1486.8e3;
        hrl(j) = 351.52e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 3
    TRW(j) = 34;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 8.63e5;
        hrv(j) = 416.7e3;
        hrl(j) = 247.5e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 13.12e5;
        hrv(j) = 1487.6e3;
        hrl(j) = 360.24e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 4
    TRW(j) = 36;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 9.12e5;
        hrv(j) = 417.6e3;
        hrl(j) = 250.5e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 13.90e5;
        hrv(j) = 1488e3;
        hrl(j) = 371e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 5
    TRW(j) = 38;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 9.64e5;
        hrv(j) = 418.5e3;
        hrl(j) = 253.4e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 14.70e5;
        hrv(j) = 1489.2e3;
        hrl(j) = 380.8e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
end

```

```

if VALTRW(j) == 6
    TRW(j) = 40;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 10.17e5;
        hrv(j) = 419.4e3;
        hrl(j) = 256.4e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 15.55e5;
        hrv(j) = 1490e3;
        hrl(j) = 390.6e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 7
    TRW(j) = 42;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 10.73e5;
        hrv(j) = 420.3e3;
        hrl(j) = 259.4e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 16.43e5;
        hrv(j) = 1490.4e3;
        hrl(j) = 400.56e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 8
    TRW(j) = 44;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 11.31e5;
        hrv(j) = 421.1e3;
        hrl(j) = 262.4e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 17.35e5;
        hrv(j) = 1490.8e3;
        hrl(j) = 410.52e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 9
    TRW(j) = 46;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 11.91e5;
        hrv(j) = 421.9e3;
        hrl(j) = 262.4e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 18.30e5;
        hrv(j) = 1491e3;
        hrl(j) = 420.52e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end

```

```

if VALTRW(j) == 10
    TRW(j) = 48;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 12.53e5;
        hrv(j) = 422.7e3;
        hrl(j) = 268.5e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 19.30e5;
        hrv(j) = 1491e3;
        hrl(j) = 430.56e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end
if VALTRW(j) == 11
    TRW(j) = 50;
    if val3 == 1
        Ptub(j) = 13.59e5;
        hrv(j) = 423.4e3;
        hrl(j) = 271.6e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    elseif val3 == 2
        Ptub(j) = 20.33e5;
        hrv(j) = 1491e3;
        hrl(j) = 440.6e3;
        hfg(j) = hrv(j)-hrl(j);
    end
end

if val3 == 1

    % Refrigerante saturado a Tr %
    Pcrit(j) = 40e5;
    ROrvap(j) = 1.4258*TRW(j)-6.1153;
    Murvap(j) = (0.05444*TRW(j)+10.729)*1e-6;

    % Refrigerante saturado a Tf %

    ROrliq(j) = 1166.44;
    Murliq(j) = 173.9e-6;
    Krliq(j) = 77.97e-3;
    Crliq(j) = 1474;

elseif val3 == 2
    Pcrit(j) = 112.4e5;
    ROrvap(j) = 0.3361*TRW(j)-1.2215;
    Murvap(j) = (0.03399*TRW(j)+8.9728)*1e-6;

    ROrliq(j) = 587.2;
    Murliq(j) = 119.9e-6;
    Krliq(j) = 451.22e-3;
    Crliq(j) = 4904;
end
end

close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.2,'Se está buscando la solución para el condensador refrige-
rado por agua, espere por favor...');

```

Como en el caso del condensador refrigerado por aire, se seleccionan las propiedades térmicas del refrigerante. En este caso, como existe un rango de temperaturas de condensación, también existirá un rango de cada propiedad.

```
for j = 1:length(Trw)
    Mrw(j) = Qc/hfg(j);
    IncTwLn(j) = ((Trw(j)-Tw2)-(Trw(j)-Tw1))/log((Trw(j)-Tw2)/(Trw(j)-Tw1));
    if imag(IncTwLn(j)) || isinf(IncTwLn(j)) || (IncTwLn(j))==0 || (IncTwLn(j))<1
        IncTwLn(j) = NaN;
    end
end

Ncar = (1:1:10);
Npasot = 2*(1:1:30);
Vw = (0.8:0.2:4);
Dpul = [1/2 5/8 3/4 7/8 1];
Dext = 25.4e-3*Dpul;
Dint = [10.9 13.8 16.9 19.9 22.7]*1e-3;
Muw = 1e-6*(0.171*Tw1(1)^2-26.91*Tw1(1)+1460.5);
Prw = Muw*Cw/Kw;
```

Para el rango dado de temperaturas del refrigerante se elige el flujo másico que circula por los tubos, además del incremento de temperatura logarítmico medio, descartando los valores irreales.

Se eligen los rangos para el número de carcassas, filas y velocidades del refrigerante, así como el de diámetros.

```
Nt=zeros(length(Tw2),length(Vw),length(Dint));
Dcar=zeros(length(Tw2),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));

for k = 1:length(Ncar)
    for l = 1:length(Npasot)
        for m = 1:length(Vw)
            for n = 1:length(Dint)
                Nt(m,n) = 4*Magua/(ROw*pi*Dint(n)^2*Vw(m));
                if Tipo == 1
                    Dcar(k,l,m,n) =
2*S1D*Dext(n)*sqrt(Ncar(k)*Nt(m,n)*Npasot(l)/pi);
                else
                    Dcar(k,l,m,n) =
2*S1D*Dext(n)*sqrt(Ncar(k)*Nt(m,n)*Npasot(l)*sin(pi/3)/pi);
                end
            end
        end
    end
end
```

Con los datos anteriores se calculan los rangos del diámetro de la carcasa.

```
close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.3,'Se está buscando la solución para el condensador refrigerado por agua, espere por favor...');

Rew=zeros(length(Vw),length(Dint));
hwint=zeros(length(Vw),length(Dint));
f=zeros(length(Vw),length(Dint));
Nuw=zeros(length(Vw),length(Dint));
```

```

for m = 1:length(Vw)
    for n = 1:length(Dint)
        Rew(m,n) = R0w*Vw(m)*Dint(n)/Muw;
        if Rew(m,n) < 3000
            hwint(m,n) = 3.66*Kw/Dint(n);
        else
            f(m,n) = (0.790*log(Rew(m,n))-1.64)^(-2);
            Nuw(m,n) = (f(m,n)/8)*(Rew(m,n)-
1000)*Prw/(1+12.7*(f(m,n)/8)^(1/2)*(Prw^(2/3)-1));
            hwint(m,n) = Nuw(m,n)*Kw/Dint(n);
        end
    end
end

hrww = zeros(length(Trw),length(Dint));
hrw = zeros(length(Trw),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));
Uw = zeros(length(Trw),length(Ncar),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));
Aw = zeros(length(Trw),length(Ncar),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));
UAw = zeros(length(Trw),length(Ncar),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));
Lcambiador = ze-
ros(length(Trw),length(Ncar),length(Npasot),length(Vw),length(Dint));

close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.8,'Se está buscando la solución para el condensador refrige-
rado por agua, espere por favor...');

for j = 1:length(Trw)
    for k = 1:length(Ncar)
        for l = 1:length(Npasot)
            for m = 1:length(Vw)
                for n = 1:length(Dint)
                    hhfg(j) = hfg(j)+0.68*Crliq(j)*(Trw(j)-(Tw1));
                    hrww(j,n) = 0.725*((g*R0rliq(j)*(R0rliq(j)-R0rvap(j))*
Krliq(j)^3*hhfg(j))/(Murliq(j)*(Trw(j)-Tw1)*Dext(n)))^0.25;
                    hrw(j,l,m,n) = hrww(j,n)*(0.6+0.42*
(Npasot(l)*Nt(m,n))^(0.25));
                    Uw(j,k,l,m,n) = 1/((Dext(n)/(Dint(n)*hrw(j,l,m,n)))+
(Dext(n)*Rfint/Dint(n))+((Dext(n)*log(DEXT/(Dint(n))))/
(2*Ktub))+1/hwint(m,n)+Rfext);
                    Aw(j,k,l,m,n) = Qc/(Uw(j,k,l,m,n)*IncTwLn(j));
                    UAw(j,k,l,m,n) = Uw(j,k,l,m,n)*Aw(j,k,l,m,n);
                    Lcambiador(j,k,l,m,n) = Aw(j,k,l,m,n)/
(pi*Dext(n)*Nt(m,n)*Npasot(l)*Ncar(k));
                    if isnan(IncTwLn(j))
                        Uw(j,k,l,m,n) = NaN;
                        UAw(j,k,l,m,n) = NaN;
                    end
                    if Aw(j,k,l,m,n) > A
                        Uw(j,k,l,m,n) = NaN;
                        UAw(j,k,l,m,n) = NaN;
                    end
                    if (Lcambiador(j,k,l,m,n)<5*Dcar(k,l,m,n)) ||
(Lcambiador(j,k,l,m,n)>10*Dcar(k,l,m,n))
                        Uw(j,k,l,m,n) = NaN;
                        UAw(j,k,l,m,n) = NaN;
                    end
                end
            end
        end
    end
end
end
end
end
end

```

En las líneas anteriores, se calculan los coeficientes de transferencia de calor, el área de los tubos y la longitud del intercambiador, descartando aquellos valores que no cumplan los requisitos mostrados.

```
save('lol','hrw','Uw','UAw','Lcambiador','Dext','Nt','Npasot','IncTwLn')
UAagua = max(max(max(max(max(UAw)))));

close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.7,'Se está buscando la solución para el condensador refrigerado por agua, espere por favor...');

for j = 1:length(Trw)
    for k = 1:length(Ncar)
        for l = 1:length(Npasot)
            for m = 1:length(Vw)
                for n = 1:length(Dint)
                    if UAagua == UAw(j,k,l,m,n)
                        MRW = Mrw(j);
                        NCAR = Ncar(k);
                        Tsagua = Tw2;
                        trw = TRW(j);
                        Uagua = Uw(j,k,l,m,n);
                        Aagua = Aw(j,k,l,m,n);
                        HW = hwint(m,n);
                        HRW = hrw(j,l,m,n);
                        DEXT = Dext(n);
                        NT = Nt(m,n);
                        NPasos = Npasot(l);
                        LCAMBIADOR = Lcambiador(j,k,l,m,n);
                        DCAR = Dcar(k,l,m,n);
                    end
                end
            end
        end
    end
end
```

Finalmente, se escogen los datos que proporcionen el mayor valor del producto UA.

```
close(tiempo)
tiempo = waitbar(0.9,'Se está buscando la solución para el condensador refrigerado por agua, espere por favor...');

%%%%%%%%%%%%%% Torre de refrigeracion %%%%%%%%%%%%%%%

Tsatorre = Ta1+10;

w3 = w1;
ha3 = Ca*Tal;
hv3 = CpV*Tal+ro;
hw1 = Cw*Tsagua;
hw2 = Cw*Tw1;
hw5 = Cw*25;

PVSAT4 = (6.11*10^(7.5*Tsatorre/(Tsatorre+237.3)))/1000;
w4 = (0.622*(90/100)*PVSAT4)/(Pext-(90/100)*PVSAT4);
ha4 = Ca*Tsatorre;
hv4 = CpV*Tsatorre+ro;
Maire = Magua*(hw2-hw1)/((ha3+w3*hv3+(w4-w3)*hw5-ha4-w4*hv4));
Mwrep = Maire*(w4-w3);
```

En las líneas anteriores se muestran los cálculos para hallar el flujo de aire y agua de reposición para la torre de refrigeración.

```
PVENTev = (9/1000)*Qcest;
PBev = (1.75/1000)*Qcest;
PVENTw = (Maire/Ma)*PVENTev;
PBw = (Magua/Mw1)*PBev;
```

Finalmente, se establecen las potencias de las bombas para el agua y los ventiladores para las torres.

```
close(tiempo)
tiempo = waitbar(1,'Se está buscando la solución para el condensador refrige-
rado por agua, espere por favor...');
```

```
set(handles.edit47,'string',roundn(Maire,-1));
set(handles.edit30,'string',roundn(Magua,-1));
set(handles.edit33,'string',roundn(MRW,-1));
set(handles.edit34,'string',roundn(trw,0));
set(handles.edit35,'string',roundn(Tw1,-1));
set(handles.edit32,'string',roundn(Tsagua,-1));
set(handles.edit48,'string',roundn(Tsatorre,-1));
set(handles.edit36,'string',roundn(IncTw,0));
set(handles.edit27,'string',roundn(HRW,-1));
set(handles.edit29,'string',roundn(HW,-1));
set(handles.edit28,'string',roundn(Uagua,-1));
set(handles.edit78,'string',roundn(DEXT*1000,-1));
set(handles.edit79,'string',roundn(NT,0));
set(handles.edit82,'string',roundn(NPasos,0));
set(handles.edit80,'string',roundn(LCAMBIADOR,-1));
set(handles.edit81,'string',roundn(DCAR,-1));
set(handles.edit100,'string',roundn(NCAR,0));
set(handles.edit31,'string',roundn(Aagua,-1));
set(handles.edit102,'string',roundn(PBw/1000,-1));
set(handles.edit101,'string',roundn(PVENTw/1000,-1));
set(handles.edit103,'string',roundn(Mwrep,-1));
```

```
%%%% DATOS CONDENSADOR EVAPORATIVO %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
load ('DatosCondensador','DEXT','NR','NP','A')
```

```
set(handles.edit71,'string',roundn(Ma,-2))
set(handles.edit64,'string',roundn(Mw1,-2))
set(handles.edit73,'string',roundn(Mw2,-2))
set(handles.edit67,'string',roundn(Mr,-2))
set(handles.edit68,'string',roundn(Tr,0))
set(handles.edit69,'string',roundn(Tw,-1))
set(handles.edit70,'string',roundn(IncTwEv,-1))
set(handles.edit75,'string',roundn(Ta1,-1))
set(handles.edit74,'string',roundn(Ta2,-1))
set(handles.edit76,'string',roundn(Ta2-Ta1,-1))
set(handles.edit77,'string',roundn(hent,-1))
set(handles.edit63,'string',roundn(hw,-1))
set(handles.edit61,'string',roundn(href,-1))
set(handles.edit62,'string',roundn(Uext,-1))
set(handles.edit83,'string',roundn(NP,0))
set(handles.edit84,'string',roundn(NR,0))
set(handles.edit85,'string',roundn(DEXT*1000,-1))
set(handles.edit65,'string',roundn(A,-1))
set(handles.edit94,'string',roundn(LS,-1))
```



```
set(handles.edit97,'string',roundn(PVENTev/1000,-1))
set(handles.edit96,'string',roundn(PBev/1000,-1))
```

Por último, todos los valores anteriormente hallados se muestran en la pantalla de resultados. También los del condensador evaporativo.

```
guidata(hObject, handles);

function varargout = ComparacionResul_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)

varargout{1} = handles.output;

function pushbutton4_Callback(hObject, ~, handles)

close(ComparacionResul)
guidata(hObject, handles);
```

Esta función se ejecuta cuando se pulsa el botón volver y cierra la ventana.

C.4.3.- Función OtrosResul

```
function varargout = OtrosResul(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn', @OtrosResul_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',  @OtrosResul_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',  [] , ...
                  'gui_Callback',    []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end

if nargin
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

function OtrosResul_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)

handles.output = hObject;

load ('DatosIniciales','ROa','g')
load ('ParametrosSalida','Ma','w2','Ta2','Tbh1','Tbh2','ha2','Mw1','Mw2',
'hr2','Tw','Qcreal','Qcest','Err','Ptub')
load ('DatosEntGrafica','w1','MwA','LS','WC','ha1','hrv','hrl','Tal','HC',
'NR','NP','sol','vector','ta','tbh','VAMAX','href','hw','hent','Uext','Tr')
```

Al pulsar el botón de otros resultados se ejecuta la función *OtrosResul*.

```

if ( (LS<3.5) || (WC<3.5) )

    if ( (WC<2.1*LS) || (LS<2.1*WC) )
        Nvent = 1;
        Dvent = 0.95*min(WC,LS);
        handles.ventiladores = imread('vent1.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if ( (WC>=2.1*LS) && (WC<3.2*LS) )
        Nvent = 2;
        Dvent = 0.95*LS;
        handles.ventiladores = imread('vent2.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if ( (LS>=2.1*WC) && (LS<3.2*WC) )
        Nvent = 2;
        Dvent = 0.95*WC;
        handles.ventiladores = imread('vent3.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if ( (WC>=3.2*LS) && (WC<4.3*LS) )
        Nvent = 3;
        Dvent = 0.95*LS;
        handles.ventiladores = imread('vent4.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if ( (LS>=3.2*WC) && (LS<4.3*WC) )
        Nvent = 3;
        Dvent = 0.95*WC;
        handles.ventiladores = imread('vent5.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if (WC>=4.3*LS)
        Nvent = 4;
        Dvent = 0.95*LS;
        handles.ventiladores = imread('vent6.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
    if (LS>=4.3*WC)
        Nvent = 4;
        Dvent = 0.95*WC;
        handles.ventiladores = imread('vent7.jpg');
        image(handles.ventiladores, 'Parent', handles.axes1);
        set(handles.axes1, 'Visible', 'off');
    end
end
end

```

```

if ( (LS>3.5) && (WC>3.5) )

    if ( (WC<1.7*LS) || (LS<1.7*WC) )
        Nvent = 4;
        Dvent = 0.47*min(WC,LS);
        handles.ventiladores = imread('vent8.jpg');
        image(handles.ventiladores,'Parent',handles.axes1);
        set(handles.axes1,'Visible','off');
    end

    if ( (WC>=1.7*LS) && (WC<2.1*LS) )
        Nvent = 6;
        Dvent = 0.47*LS;
        handles.ventiladores = imread('vent9.jpg');
        image(handles.ventiladores,'Parent',handles.axes1);
        set(handles.axes1,'Visible','off');
    end

    if ( (LS>=1.7*WC) && (LS<2.1*WC) )
        Nvent = 6;
        Dvent = 0.47*WC;
        handles.ventiladores = imread('vent10.jpg');
        image(handles.ventiladores,'Parent',handles.axes1);
        set(handles.axes1,'Visible','off');
    end

    if (LS>=2.1*WC)
        Nvent = 8;
        Dvent = 0.47*WC;
        handles.ventiladores = imread('vent11.jpg');
        image(handles.ventiladores,'Parent',handles.axes1);
        set(handles.axes1,'Visible','off');
    end
end
end

```

Las líneas anteriores eligen el mejor tipo de condensador evaporativo para los datos obtenidos. Dependiendo de las dimensiones del condensador, se tendrán varios tipos de configuraciones, de dos tres o más módulos.

```

% Potencia ventiladores %

PVENT1 = (6/1000)*Qcest;
PVENT2 = (12/1000)*Qcest;
Pvent1 = PVENT1/Nvent;
Pvent2 = PVENT2/Nvent;

% Potencia bombas %

Nb = Nvent;

PB1 = (1.5/1000)*Qcest;
PB2 = (2/1000)*Qcest;
Pb1 = PB1/Nb;
Pb2 = PB2/Nb;

Eff = (hrv-hr1)/(hrv-ha1);

PCarga = Ptub*0.05/1.013e5;

```

Aquí se calcula el rango de posibles valores para las potencias de los ventiladores y bombas, así como la eficiencia del condensador y la pérdida de carga.

```
set(handles.edit1,'string',roundn(Nvent,0))
set(handles.edit2,'string',roundn(Pvent1/1000,-1))
set(handles.edit3,'string',roundn(PVENT1/1000,-1))
set(handles.edit17,'string',roundn(Pvent2/1000,-1))
set(handles.edit18,'string',roundn(PVENT2/1000,-1))
set(handles.edit4,'string',roundn(Dvent,-2))
set(handles.edit5,'string',roundn(Nb,0))
set(handles.edit6,'string',roundn(Pb1/1000,-1))
set(handles.edit7,'string',roundn(PB1/1000,-1))
set(handles.edit19,'string',roundn(Pb2/1000,-1))
set(handles.edit20,'string',roundn(PB2/1000,-1))
set(handles.edit8,'string',roundn(Qcreal/1000,-2))
set(handles.edit9,'string',roundn(Qcest/1000,-2))
set(handles.edit10,'string',roundn(Err*100,-2))
set(handles.edit11,'string',roundn(href,-1))
set(handles.edit12,'string',roundn(Uext,-2))
set(handles.edit13,'string',roundn(Eff,-2))
set(handles.edit14,'string',roundn(PCarga,-2))
set(handles.edit15,'string',roundn(hw,-2))
set(handles.edit16,'string',roundn(hent,-2))
```

```
guidata(hObject, handles);
```

Finalmente se muestran los valores hallados en las ventanas correspondientes.

```
function varargout = OtrosResul_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)

varargout{1} = handles.output;

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)

close(OtrosResul)
```

C.4.4.- Función Graficas

```
function varargout = Graficas(varargin)

gui_Singleton = 1;
gui_State = struct('gui_Name',       mfilename, ...
                  'gui_Singleton',   gui_Singleton, ...
                  'gui_OpeningFcn',   @Graficas_OpeningFcn, ...
                  'gui_OutputFcn',    @Graficas_OutputFcn, ...
                  'gui_LayoutFcn',    [], ...
                  'gui_Callback',     []);
if nargin && ischar(varargin{1})
    gui_State.gui_Callback = str2func(varargin{1});
end
```

```

if nargout
    [varargout{1:nargout}] = gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
else
    gui_mainfcn(gui_State, varargin{:});
end

function Graficas_OpeningFcn(hObject, eventdata, handles, varargin)

handles.output = hObject;

guidata(hObject, handles);

load ('DatosEntGrafica', 'w1', 'MwA', 'LS', 'WC', 'ha1', 'hrv', 'hrl', 'Ta1', 'HC',
'NR', 'NP', 'sol', 'vector', 'ta', 'tbh', 'VAMAX', 'href', 'hw', 'hent', 'Uext', 'Tr')

w = sol.y(1,:) * w1;
Mw = sol.y(2,:) * MwA * NP;
ha = sol.y(3,:) * ha1 / 1000;
hr = sol.y(4,:) * hrv / 1000;
Tagua = sol.y(5,:) * Ta1;

for i = 1:length(Tagua)
    Tref(i) = Tr;
end
Pared = sol.x * HC;

k = 0;
for i=1:length(sol.x)
    for j = 10:length(ta)
        if vector(j) == sol.x(i)
            Ta(i) = ta(j);
            Tbh(i) = tbh(j);
        end
    end
end
end

```

Al pulsa el botón Gráficas se abre esta ventana. En primer lugar se deshacen los cambios de las variables adimensionales, obteniendo la evolución de dichas variables a lo largo de la altura del condensador.

```

hold on
plot(Pared, Tref, '-y>', 'LineWidth', 2, ...
     'MarkerEdgeColor', 'k', ...
     'MarkerFaceColor', 'y', ...
     'MarkerSize', 10)
plot(Pared, Tagua, '-b>', 'LineWidth', 2, ...
     'MarkerEdgeColor', 'k', ...
     'MarkerFaceColor', 'b', ...
     'MarkerSize', 10)
plot(Pared, Ta, '-r<', 'LineWidth', 2, ...
     'MarkerEdgeColor', 'k', ...
     'MarkerFaceColor', 'r', ...
     'MarkerSize', 10)
plot(Pared, Tbh, '-g<', 'LineWidth', 2, ...
     'MarkerEdgeColor', 'k', ...
     'MarkerFaceColor', 'g', ...
     'MarkerSize', 10)
xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
ylabel('Temperatura del agua (°C)')
title('Temperatura vs Altura banco de tubos')

```

```

        grid on
        set(gca,'FontSize',14)
        legend('Tr','Tw','Ta','Tbh')
hold off

save ('DatosSalGrafica','Pared','w','Mw','ha','hr','Tagua','Ta','Tbh','Tref')

```

En esta primera gráfica se compara el valor de las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo, agua y refrigerante, respecto a la altura del condensador. Esta ventana es la que aparece por defecto al abrirse la ventana de las gráficas.

```

handles.output = hObject;

guidata(hObject, handles);

function varargout = Graficas_OutputFcn(hObject, eventdata, handles)

varargout{1} = handles.output;

function popupmenu1_Callback(hObject, eventdata, handles)

load ('DatosSalGrafica','Pared','w','Mw','ha','hr','Tagua','Ta','Tbh','Tref')
load ('ParametrosEntrada','Tr')

val = get(hObject, 'Value');
str = get(hObject, 'String');

switch str{val}
    case 'Temperatura vs Altura del banco de tubos'

hold off
plot(Pared,Tref,'-y>','LineWidth',2,...
     'MarkerEdgeColor','k',...
     'MarkerFaceColor','y',...
     'MarkerSize',10)
    hold on
plot(Pared,Tagua,'-b>','LineWidth',2,...
     'MarkerEdgeColor','k',...
     'MarkerFaceColor','b',...
     'MarkerSize',10)
plot(Pared,Ta,'-r<','LineWidth',2,...
     'MarkerEdgeColor','k',...
     'MarkerFaceColor','r',...
     'MarkerSize',10)
plot(Pared,Tbh,'-g<','LineWidth',2,...
     'MarkerEdgeColor','k',...
     'MarkerFaceColor','g',...
     'MarkerSize',10)
    xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
    ylabel('Temperatura (°C)')
    title('Temperatura vs Altura banco de tubos')
    grid on
    set(gca, 'FontSize', 14)
    legend('Tr','Tw','Ta','Tbh')
hold off

```

```

case 'Entalpia aire vs Altura del banco de tubos'

    plot(Pared, ha, '-r<', 'LineWidth',2,...

        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','g',...
        'MarkerSize',10)
    xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
    ylabel('Entalpia del aire (kJ/kg)')
    title('Entalpia aire vs Altura del banco de tubos')
    hold off
case 'Entalpia refrigerante vs Altura del banco de tubos'
    plot(Pared, hr, '-r>', 'LineWidth',2,...
        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','g',...
        'MarkerSize',10)
    xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
    ylabel('Entalpia del refrigerante (kJ/kg)')
    title('Entalpia refrigerante vs Altura del banco de tubos')
    hold off
case 'Relación de humedad vs Altura del banco de tubos'
    plot(Pared, w, '-r<', 'LineWidth',2,...
        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','g',...
        'MarkerSize',10)
    xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
    ylabel('Relación de humedad (kgw/kga)')
    title('Relación de humedad vs Altura del banco de tubos')
    hold off
case 'Flujo de agua vs Altura del banco de tubos'
    plot(Pared, Mw, '-r>', 'LineWidth',2,...
        'MarkerEdgeColor','k',...
        'MarkerFaceColor','g',...
        'MarkerSize',10)
    xlabel('Altura del banco de tubos (m.)')
    ylabel('Flujo de agua (kgw/s)')
    title('Flujo de agua vs Altura del banco de tubos')
    hold off

end

```

Las líneas anteriores sirven para mostrar todas las gráficas en función del botón que se pulse en el menú desplegable.

```

function popupmenu1_CreateFcn(hObject, eventdata, handles)

if ispc && isequal(get(hObject,'BackgroundColor'), get(0,'defaultUicontrolBack-
groundColor'))
    set(hObject,'BackgroundColor','white');
end

function pushbutton1_Callback(hObject, eventdata, handles)

close(Graficas)

```

